

FENÔMENOS DE TRANSPORTE EXPERIMENTAL



Prefácio:

Caros estudantes,

Desenvolver este conteúdo foi um grande desafio, que contou com a contribuição e o legado de diversos professores e alunos FAT até o momento. Todos estes experimentos foram construídos através de recursos próprios e o nível de qualidade empenhado se assemelha a experimentos comercializados por empresas específicas do ramo. Desta forma, é esperado que o material seja de grande apoio acadêmico, e de fundamental significado no complemento da formação em Fenômenos de Transporte.

Desenhamos que o aproveitamento e o ganho de maturidade seja o máximo possível, e que ideias e sugestões progridam ainda mais, e que multipliquem através de propostas e sugestões.

Para finalizar, o uso responsável dos equipamentos e experimentos é fundamental, para que seja possível manter a evolução dos trabalhos e evitar retrabalhos de manutenção.

Contribua e deixe seu legado !

Prof. Luiz Cordeiro

FENÔMENOS DE TRANSPORTE – EXPERIMENTAL	10
APRESENTAÇÃO	10
INTRODUÇÃO	10
1 NOÇÕES BÁSICAS	10
1.1 MODELO DE RELATÓRIO	11
1.2 UTILIZANDO O MULTÍMETRO	13
1.3 EXEMPLOS DE UTILIZAÇÃO DO MULTÍMETRO.	14
1.4 UTILIZANDO O AMPERÍMETRO:	17
1.5 CÁLCULOS DE INCERTEZA	17
1.5.1 MEDIDAS E INCERTEZAS	18
1.5.2 INCERTEZA NAS MEDIDAS INDIRETAS	19
1.5.3 DESVIO	20
1.5.4 DESVIO PERCENTUAL	21
1.6 MEDIÇÃO DE VAZÃO	22
1.6.1 TUBO DE VENTURI	22
2 TERMOMETRIA	25
2.1 TERMOPAR	26
2.2 EFEITO SEEBECK	27
2.3 LEIS DA TERMoeLETRICIDADE	29
2.4 LEI DOS METAIS INTERMEDIÁRIOS	30
2.5 LEI DO CIRCUITO HOMOGÊNEO	30
2.6 LEI DAS TEMPERATURAS INTERMEDIARIAS	31
2.7 JUNTA DE REFERÊNCIA	32
2.8 TIPOS DE TERMOPARES	33
2.9 CABOS DE EXTENSÃO E COMPENSAÇÃO	37
2.10 ASSOCIAÇÃO DE TERMOPARES	39
2.11 ERROS NA MONTAGEM DOS TERMOPARES	41
2.12 ISOLAÇÃO MINERAL	43
2.13 ERROS COMUNS DE MEDIÇÃO	49
3 AQUISIÇÃO DE DADOS (DAQ)	51
3.1 OQUE É AQUISIÇÃO DE DADOS	52
3.2 ELEMENTOS FUNCIONAIS DO SISTEMA	53
3.3 O CONVERSOR A/D	56
3.4 FAIXA DE ENTRADA E RESOLUÇÃO	56
3.5 FATORES DE ESCALA	59
3.6 COMPENSAÇÃO DE JUNTA FRIA	59
3.7 CONFIGURANDO CANAIS TIPO TERMOPAR	60
3.8 TÉCNICAS DE INSTALAÇÃO DO EQUIPAMENTO	61
3.9 TESTES INICIAIS	62
3.10 CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	63
3.11 REALIZANDO A PARAMETRIZAÇÃO	67
3.12 EXECUTANDO UM ENSAIO	69

3.13	ANÁLISES DOS DADOS	73
3.14	APÊNDICE	80
3.15	INSTALAÇÃO DO HARDKEY	80
4	ANÁLISE DE PARÂMETROS CONCENTRADOS	81
4.1	CONVECÇÃO NATURAL PARA PLACA DE ALUMÍNIO	83
	PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS	83
4.1.1	DETALHES DA PLACA PLANA:	83
4.1.2	PREPARAÇÃO DA TABELA DE CONTROLE E MONITORAMENTO:	84
4.2	CONVECÇÃO FORÇADA PARA PLACA DE ALUMÍNIO	84
4.2.1	OBJETIVO:	84
4.3	CONVECÇÃO LOCAL ESFERA DE COBRE:	85
	PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS	85
4.3.1	DETALHES DA ESFERA:	85
4.4	CONVECÇÃO FORÇADA ESFERA DE COBRE E PLACA DE ALUMÍNIO	85
4.4.1	OBJETIVO:	86
4.5	INCLUSÃO DE GRÁFICOS	87
4.5.1	PLACA DE ALUMÍNIO	87
4.5.2	ESFERA DE COBRE	88
5	BLOCO MACIÇO	90
5.1.1	ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DO CORPO DE PROVA:	91
5.1.2	CONSIDERAÇÕES:	91
5.2	OBJETIVO:	91
5.3	REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:	91
5.4	BLOCO MACIÇO CONVECÇÃO FORÇADA	94
5.4.1	ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:	95
5.4.2	CONSIDERAÇÕES:	95
5.5	OBJETIVO:	95
5.6	REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:	96
6	PLACAS DE ALUMÍNIO	97
6.1	CONDUÇÃO – EXPERIMENTO EM SÉRIE	97
6.1.1	ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:	98
6.1.2	CONSIDERAÇÕES:	98
6.2	OBJETIVO:	98
6.3	REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:	98
7	BLOCO DE COBRE	102
7.1	ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:	103
7.2	CONSIDERAÇÕES:	103
7.3	OBJETIVO:	103
7.4	REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:	104
8	VISCOSÍMETRO	109

8.1	OBJETIVO	109
8.2	DESCRIÇÃO:	110
8.3	CÁLCULOS REALIZADOS	112
8.3.1	MÉTODO LINEAR	113
8.3.2	MÉTODO PELAS EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES	115
8.4	ANÁLISE GERAL	117
9	CONDUTÂNCIA	119
9.1	DEFINIÇÃO DA CONDUTIVIDADE DOS MATERIAIS	119
9.2	PREPARATIVOS INICIAIS:	119
9.3	DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO:	121
9.4	DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE DO ALUMÍNIO:	123
9.5	DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE DO AÇO	125
9.6	DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE DO BRONZE	126
10	MOTOR DIESEL	128
10.1	OBJETIVO - REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR CICLO DIESEL	128
10.2	ANÁLISE INICIAL DO SISTEMA	128
10.3	ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS CICLOS BRAYTON E DIESEL:	129
10.4	CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR A 1500 RPM	140
10.5	CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA TOTAL PERDIDA NO MOTOR	151
11	MOTOR OTTO	153
11.1	OBJETIVO- REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR CICLO OTTO	153
11.2	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO OTTO	153
11.3	REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR	158
11.4	CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA TOTAL PERDIDA NO MOTOR	167
11.5	CONCLUSÃO	168
12	SUMIDOURO DE CALOR	170
12.1	ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:	170
12.2	OBJETIVO:	171
12.3	CONSIDERAÇÕES:	172
12.4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL:	172
12.5	CÁLCULO DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS DE CONDUÇÃO E CONVECÇÃO;	173
12.6	SUGESTÕES DE ANÁLISE	178
13	TROCADOR DE CALOR COMPACTO	179
13.1	ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:	179
13.2	OBJETIVO:	180
13.3	CONSIDERAÇÕES:	180
13.4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	181
13.5	CÁLCULO	183

- 14.1 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA EM CIRCUITO DE ALTA PRESSÃO; **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 11.1.1 MAPEAMENTO DA LINHA DE SUÇÃO; **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 11.1.2 MAPEAMENTO DA LINHA DE PRESSÃO, BOMBA ATÉ A VÁLVULA CONTROLADORA; **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 11.1.3 MAPEAMENTO DA LINHA DE PRESSÃO, DA VÁLVULA CONTROLADORA ATÉ AVANÇO ATUADOR A; **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 11.1.4 MAPEAMENTO DA LINHA DE PRESSÃO, DA VÁLVULA CONTROLADORA ATÉ RETORNO ATUADOR A; **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 11.1.5 MAPEAMENTO DA LINHA DE AVANÇO DO ATUADOR B; **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 11.1.6 MAPEAMENTO DA LINHA DE RETORNO DO ATUADOR B **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 11.1.7 MAPEAMENTO DA LINHA DE RETORNO NA ATUAÇÃO DA VÁLVULA CONTROLADORA DE FLUXO; **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**

- 15.1 TUBO DE VENTURI **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**
- 15.2 CÁLCULO DA POTÊNCIA NO EIXO, ATRAVÉS DO FREIO DE PRONY. **ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.**

- 16.1 INTRODUÇÃO: 226
- 16.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL 227
- 16.3 CONSIDERAÇÕES 229
- 16.4 OBJETIVO DA AULA 229
- 16.5 FORMULAÇÃO TEÓRICA 232
- 16.5.1 EXEMPLO NUMÉRICO PARA DIMENSIONAMENTO DE COIL 238
- 16.6 CÁLCULO DO COIL EM CONVECÇÃO FORÇADA 244
- 16.7 ANÁLISE NUMÉRICA CONVECÇÃO FORÇADA 249

- 17.1 INTRODUÇÃO: 257
- 17.2 OBJETIVO: 258
- 17.3 ANÁLISE HIDRÁULICA: 260
- 17.3.1 MAPEAMENTO DA ALTURA MANOMÉTRICA 260
- 17.3.2 CÁLCULO DA VAZÃO ATRAVÉS DO TUBO DE VENTURI 264
- 17.3.3 CÁLCULO DA VAZÃO MEDIDOR ELETRÔNICO TIPO TURBINA 266
- 17.3.4 CÁLCULO DA VAZÃO POR GALONAGEM 266
- 17.3.5 CÁLCULO DA VAZÃO POR ROTÂMETRO 267
- 17.4 TÚNEL DE VENTO: 269
- 17.4.1 USO DO TUBO DE PITOT COM MANÔMETRO EM U 269
- 17.4.2 CÁLCULO DA ELEVAÇÃO DE PRESSÃO DO VENTILADOR CENTRÍFUGO 272
- 17.4.3 CÁLCULO DAS PRESSÕES ESTÁTICAS, DINÂMICAS E TOTAL DO DUTO DO RECALQUE DO TÚNEL DE VENTO 272
- 17.4.4 CÁLCULO DAS VELOCIDADES DE SUÇÃO E RECALQUE 273
- 17.4.5 CÁLCULO DAS VAZÕES PELO NÚMERO DE REYNOLDS E POR ANÁLISE EXPERIMENTAL 275
- 17.5 PLOTAGEM DO PERFIL DE VELOCIDADE 278
- 17.6 ANÁLISE DE UM RADIADOR COMPACTO. 280

DETALHAMENTO GEOMÉTRICO DO RADIADOR;	283
DETALHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA	284
MODELO DE ANÁLISE TÉRMICA DO RADIADOR	286
VAZÃO DE ALIMENTAÇÃO DE DO RADIADOR, AJUSTADA ATRAVÉS DE REGULAGEM NO ROTÂMETRO É DE : 0,0001 [M ³ /SEG];	286
VELOCIDADE DO FLUIDO UNITÁRIA DENTRO DO TUBO RADIADOR:	286
NÚMERO DE REYNOLDS DENTRO DO TUBO DO RADIADOR:	286
CÁLCULO DA REJEIÇÃO DE CALOR PELA ÁGUA NO RADIADOR:	287
CÁLCULO DE UA:	287
CÁLCULO DO NUT:	288
CÁLCULO DO Q _{MAX} :	288
CÁLCULO DA EFETIVIDADE EXPERIMENTAL:	288
CÁLCULO DO “h” EXPERIMENTAL:	288
CÁLCULO DO “Nu” EXPERIMENTAL:	288
EFETIVIDADE TEÓRICA (PROPOSTO KAKAÇ 1991):	289
CÁLCULO DO NUSSEL TEÓRICO DA AGUA:	289
CÁLCULO DO “h _{AGUA} ” TEÓRICO:	289
ANÁLISE DA EFETIVIDADE:	289
ANÁLISE DE NUSSEL:	289
17.7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS DESTAS ATIVIDADES:	289
 18 ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ALETAS	 290
18.1 INTRODUÇÃO	290
18.2 TIPOS DE ALETAS	291
18.3 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA ALETA	291
18.4 CASOS DE ESTUDO DE ALETAS:	292
18.4.1 TRANSFERÊNGKIA DE CALOR CONVECTIVA:	292
18.4.2 ADIABÁTICA:	293
18.4.3 TEMPERATURA ESPECIFICADA:	293
18.4.4 ALETA INFINITA:	293
18.5 OBJETIVOS:	295
18.6 DISCRETIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:	296
18.6.1 PREPARAÇÃO DA TABELA DE CONTROLE	297
18.7 DISSIPADOR EM ALUMÍNIO - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS/ DETALHES DO EXPERIMENTO	299
18.7.1 PREPARAÇÃO DA TABELA DE CONTROLE	300
18.8 BIBLIOGRAFIA	300
 19 TROCADOR DE CALOR COMPACTO	 300
19.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:	301
19.2 OBJETIVO:	302
19.3 CONSIDERAÇÕES:	302
19.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	303
19.5 CÁLCULO	304
 20 ANÁLISE DO TÚNEL DE VENTO	 306
20.1 INTRODUÇÃO	306
20.2 OBJETIVO DE AULA	307
20.3 AVALIAÇÃO DE PRESSÃO E VAZÃO NA SAÍDA DO VENTILADOR	308

20.4	AVALIAÇÃO PRESSÃO, VAZÃO NA SAÍDA APÓS COLMÉIA	309
20.5	AVALIAÇÃO DA PRESSÃO E VAZÃO NA REGIÃO DESENVOLVIDA, NOS PONTOS FIXOS;	309
20.6	AVALIAÇÃO DO PERFIL DE VELOCIDADE E PLOTAGEM DO PERFIL EM Y/Z	310
20.7	ATIVIDADE NO TÚNEL DE VENTO – CFRE:	310
20.8	REFERÊNCIAS	311
21	COLETOR SOLAR:	313
11.2	ANÁLISE DE EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA:	313
12.	APÊNDICE	329
1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	329
12.1	REGIME DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	332
12.2	CONDUÇÃO (LEI DE FOURIER)	333
12.3	CONDUÇÃO EM PLACA PLANA	335
12.4	ASSOCIAÇÃO DE PAREDES PLANAS EM SÉRIE	335
12.5	ASSOCIAÇÃO DE PAREDES PLANAS EM PARALELO	337
12.6	CONDUÇÃO EM SUPERFÍCIES CILÍNDRICAS	339
12.7	CONDUÇÃO EM SUPERFÍCIE ESFÉRICA	340
12.8	CONVECÇÃO (LEI DO RESFRIAMENTO DE NEWTON)	341
12.9	RESISTÊNCIA TÉRMICA CONVECTIVA	343
12.10	RADIAÇÃO (LEI DE STEFAN-BOLTZMAN)	343
12.11	EMIÇÃO E ABSORÇÃO DE RADIAÇÃO	344
12.12	TROCA DE RADIAÇÃO	344
13.	MEDIÇÃO DA ALTURA MANOMÉTRICA	345
13.1	OBJETIVO:	345
13.2	MEDIÇÃO DE VAZÃO DO CIRCUITO:	346
13.2.1	GALONAGEM	346
13.2.2	TUBO DE VENTURI	346
13.3	DETERMINAÇÃO DO AMT DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O RESERVATÓRIO SUPERIOR PVC;	351
13.4	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO PVC;	354
13.5	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO PELO BYPASS FRONTAL PVC;	357
13.6	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL DIREITO PVC;	360
13.7	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL ESQUERDO PVC;	363
13.8	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O SUPERIOR, PASSANDO PELO BYPASS FRONTAL PVC;	366
13.9	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O SUPERIOR, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL ESQUERDO PVC;	369
13.10	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O SUPERIOR, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL DIREITO PVC;	372
13.11	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA ATÉ O RESERVATÓRIO SUPERIOR, PASSANDO POR TODO O CIRCUITO DE PVC;	375

13.12	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO POR TODO O CIRCUITO DE PVC;	378
13.13	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA PASSANDO PELO TUBO DE FERRO GALVANIZADO, RETORNANDO PARA O RESERVATÓRIO INFERIOR;	380
13.14	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA PASSANDO EM AMBAS AS TUBULAÇÕES EM PVC E FERRO GALVANIZADO E RETORNANDO PARA O RESERVATÓRIO INFERIOR	384

FENÔMENOS DE TRANSPORTE – EXPERIMENTAL

APRESENTAÇÃO

INTRODUÇÃO

A área da Energia é fundamental para todos os ramos da engenharia. Assim como o engenheiro mecânico enfrenta problemas de refrigeração de motores, ventilação, ar-condicionado, etc., o engenheiro metalúrgico não pode dispensar a transferência de calor nos problemas relacionados aos processos piro metalúrgicos e hidro metalúrgicos, ou no projeto de fornos, regeneradores, conversores, etc. Em nível idêntico, o engenheiro químico ou nuclear necessita da mesma ciência em estudos sobre evaporação, condensação ou em trabalhos em refinarias e reatores, enquanto o eletricitista e o eletrônico a utiliza no cálculo de transformadores e geradores e dissipadores de calor em microeletrônica e o engenheiro naval aplica em profundidade a transferência de calor em caldeiras, máquinas térmicas etc. Até mesmo o engenheiro civil e o arquiteto sentem a importância de, em seus projetos, preverem o isolamento térmico adequado que garanta o conforto dos ambientes.

Há também a necessidade de maximizar a transferência de calor e manter a integridade dos materiais em altas temperaturas é necessário minimizar a descarga de calor no meio ambiente, evitando a poluição térmica através de torres de refrigeração e recirculação. Os processos de transferência de calor afetam também o desempenho de sistemas de propulsão (motores a combustão e foguetes).

Como engenheiros, é essencial entender os mecanismos físicos que fundamentam os modos de transferência de calor e que sejam capazes de avaliar quantitativamente essa energia, para melhor desenvolvimento e desempenho do processo em análise. Antes de avançar na teoria, é preciso entender o funcionamento de alguns equipamentos que serão de grande importância para o desenvolvimento do curso, que serão apresentados a seguir.

1 NOÇÕES BÁSICAS

1.1 MODELO DE RELATÓRIO

UNIVERSIDADE DO ESTADO DO RIO DE JANEIRO - UERJ
FACULDADE DE TECNOLOGIA - CAMPUS RESENDE



NOME DO EXPERIMENTO

Data

Nome do Aluno

Matrícula

Prof. Luiz Carlos Cordeiro Júnior

Os relatórios de cada experimento devem conter:

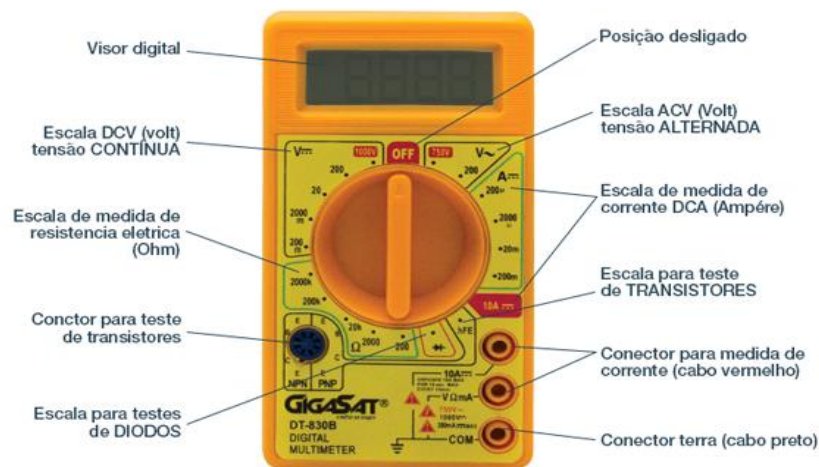
I. Introdução

- II. Metodologia
- III. Resultado e Discussões
- IV. Conclusões
- V. Referências

1.2 UTILIZANDO O MULTÍMETRO

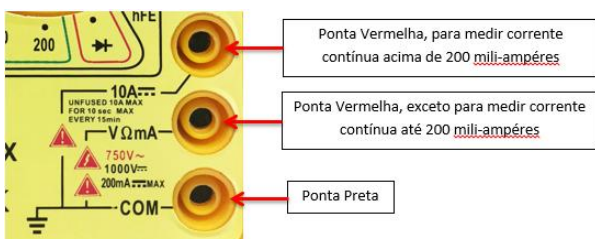
É um equipamento bastante utilizado no setor industrial, assim como em vários outros setores, para fazer a medição de diferentes tipos de grandezas elétricas. Com ele é possível medir a resistência elétrica, tensão ou corrente contínua ou alternada, capacitância, temperatura, frequência de sinais alternados, dentre outras grandezas elétricas.

A partir disso, pode se observar como é utilizado esse equipamento conforme a figura a seguir:



1. Ajuste de equipamento.

Deve-se selecionar a escala imediatamente superior ao valor esperado da grandeza que se quer medir. Por exemplo, se quiser medir a tensão numa tomada, e espera que o valor esteja em torno de 220 volts, deverá selecionar a escala imediatamente superior a esse valor, ou seja, 750 volts (tensão alternada) para evitar defeito no equipamento.



O multímetro vem acompanhado por duas pontas de prova ou ponteiras sendo uma na cor vermelha, normalmente usada na polaridade positiva e outra na cor preta, normalmente usada na polaridade negativa. O multímetro possui 3 bornes de conexão para as ponteiras, que devem ser utilizados conforme a grandeza que se deseja medir.

Antes de tudo é necessário conferir se o capacitor está totalmente descarregado, assim para tal certificação, basta realizar um curto circuito entre seus terminais utilizando uma chave de fenda. Para capacitores em que o valor de



1.3 EXEMPLOS DE UTILIZAÇÃO DO MULTÍMETRO.

- Medição de voltagem em uma tomada de 127 v;



- Medição de voltagem em uma pilha de 1,5V e 9V:



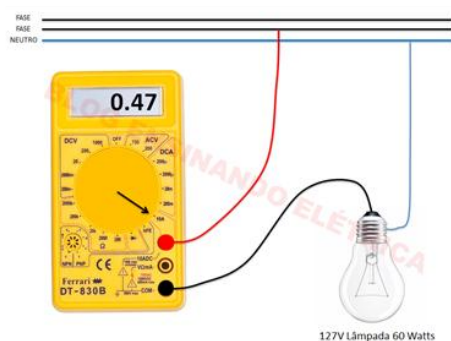
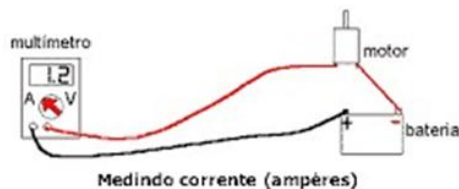
OBS: Se a tomada é de 127 volts pode-se usar também a escala de 200 V. Se você não tem certeza qual é a tensão da tomada, usar a escala de maior valor, ou seja, 750 volts para evitar danificar o equipamento.

- Medição de resistência:



Para medir a resistência é preciso colocar os cabos em paralelo com a resistência para obter uma medição correta.

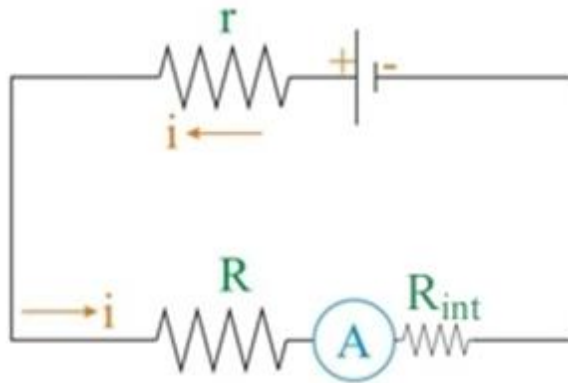
- Medição de corrente:



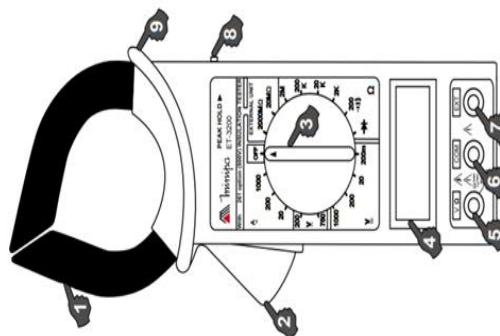
Conecte o multímetro ao circuito para medir a corrente. Esta etapa é extremamente perigosa e pode causar choque elétrico caso esteja fazendo medições de corrente alternada doméstica ou outras fontes de energia de alta voltagem, ou mesmo de menor intensidade. Desligue todos os disjuntores e faça um teste para certificar-se de que a corrente alternada está desligada antes de iniciar o trabalho e manusear quaisquer fios, principalmente os desencapados. Não trabalhe em ambientes molhados ou com umidade elevada, pois pode haver condução elétrica, causando acidentes. Conecte-as separadamente às pontas de prova do multímetro. Faça a medição somente após os fios estarem firmemente conectados às pontas de prova. Assegure-se de que os fios, principalmente as partes

1.4 UTILIZANDO O AMPERÍMETRO:

Aparelho utilizado para medir a intensidade de corrente elétrica que passa por um fio. Pode medir tanto corrente contínua como corrente alternada. A unidade utilizada é o ampère.



Alicate amperímetro



É um equipamento para medir a corrente elétrica de forma mais segura e pratico possível e obtendo também resultados precisos e com agilidade. Sua principal vantagem é conseguir medir o campo induzido através da corrente que passa entre suas pinças sem ter contato com o circuito. Esse equipamento mede tanto corrente continua como alternada.

1.5 CÁLCULOS DE INCERTEZA

1.5.1 MEDIDAS E INCERTEZAS

Não existem resultados experimentais sem incertezas: nunca deixe valores medidos sem a sua respectiva incerteza. Ao se fazer uma série de N medidas, os valores observados x_i são utilizados para estimar o valor verdadeiro da grandeza física através do cálculo do valor médio.

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad [1]$$

Enquanto que a melhor estimativa para o erro estatístico é obtida do cálculo do desvio padrão da média.

$$\sigma_{stat} = \sqrt{\frac{1}{N(N-1)} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad [2]$$

Os experimentos de maior precisão são aqueles onde o **erro estatístico** é o menor possível. Contudo, um experimento bastante preciso não necessariamente corresponde a um experimento com muita exatidão: a presença de erros sistemáticos pode afastar todos os valores de x_i do valor verdadeiro. Observe que na expressão [9], o erro estatístico depende inversamente do número de medidas N e, portanto, tende a ser reduzido quando N aumenta. Este comportamento pareceria indicar que se pode aumentar a precisão do experimento sem limites, simplesmente repetindo as medidas, o que é falso. Deve-se sempre lembrar que a precisão da medida está limitada pela precisão dos próprios instrumentos. Portanto, é preciso também considerar o **erro sistemático** dos instrumentos.

$$\sigma_{syst} = \Delta_{inst} \quad [3]$$

Finalmente, a incerteza em uma medida direta deve ser sempre calculada pela seguinte fórmula:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{stat}^2 + \sigma_{syst}^2} \quad [4]$$

1.5.2 INCERTEZA NAS MEDIDAS INDIRETAS

Geralmente, se a medida indireta de uma grandeza física w é calculada em função de medidas diretas de outras grandezas físicas, ou seja,

$$W(x, y, z, \dots)$$

Então a incerteza σ_w também será determinada pelas incertezas das demais grandezas $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \dots$

Se os erros nas variáveis $x, y, z, \dots$ são completamente independentes entre si, a incerteza na medida indireta é obtida pela equação:

$$\sigma_w = \sqrt{\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \sigma_x^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 \sigma_y^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \sigma_z^2 + \dots}$$

[5]

No caso do volume de uma peça cilíndrica, temos que:

$$V = \pi R^2 h = \frac{1}{4} \pi D^2 h$$

[6]

Neste caso, é necessário medir diretamente no laboratório a altura h e o diâmetro D da peça cilíndrica. Logo, expressão geral para o cálculo da incerteza a medida do volume é dada por:

$$\sigma_V = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial h}\right)^2 \sigma_h^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial D}\right)^2 \sigma_D^2}$$

[7]

É facilmente verificado que as derivadas parciais são:

$$\frac{\partial V}{\partial h} = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad \text{e} \quad \frac{\partial V}{\partial D} = \frac{1}{2} \pi D h$$

[8]

e, portanto, a incerteza final na determinação do volume é dada por

$$\sigma_V = \sqrt{\left(\frac{1}{4}\pi D^2\right)^2 \sigma_h^2 + \left(\frac{1}{2}\pi D h\right)^2 \sigma_D^2}$$

[9]

Observe que se estivesse no cálculo da densidade volumétrica dessa peça cilíndrica, teria que considerar uma outra medida direta, a massa. Para isso, considere a equação da densidade:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

[10]

A partir da equação σ_w verificamos que a incerteza será obtida através da relação:

$$\sigma_\rho = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial m}\right)^2 \sigma_m^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial V}\right)^2 \sigma_V^2}$$

[11]

Onde o σ_m é o erro sistemático da balança e σ_V é a incerteza no volume calculada pela Eq. [8]. Resta então determinar as derivadas parciais da densidade em função da massa e do volume,

$$\frac{\partial \rho}{\partial m} = \frac{1}{V} \text{ e } \frac{\partial \rho}{\partial V} = -\frac{m}{V^2}$$

[12]

E obter a expressão final para a incerteza no valor da densidade da peça cilíndrica medida

$$\sigma_\rho = \sqrt{\frac{\sigma_m^2}{V^2} + \left(\frac{m^2 \sigma_V^2}{V^4}\right)^2}$$

[13]

1.5.3 DESVIO

O desvio de uma medida é a diferença entre a medida e o valor médio encontrado para a série de medidas.

$$\Delta x = x_n - \bar{x}$$

1.5.4 DESVIO PERCENTUAL

É o erro relativo expresso em percentual. Este desvio permite comparar a precisão das medidas:

$$\Delta x_{\%} = \frac{x_{esperado} - \bar{x}}{x_{esperado}} \times 100$$

[15]

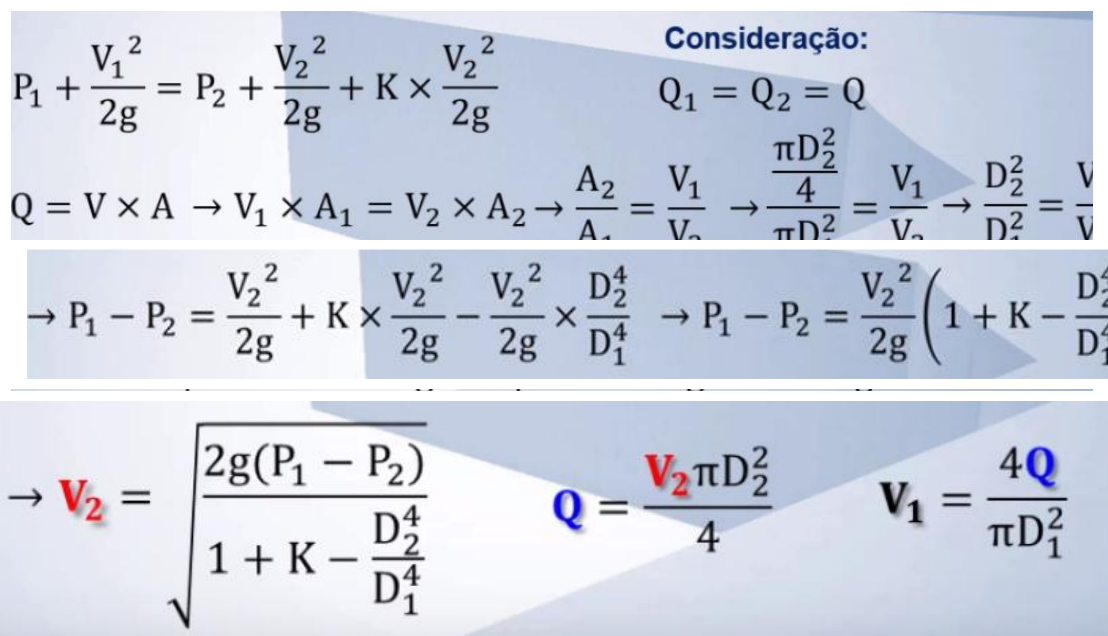
Onde $x_{esperado}$ é o valor tabelado ou valor mais provável da grandeza medida.

1.6 MEDIÇÃO DE VAZÃO

1.6.1 TUBO DE VENTURI

O Tubo de Venturi é um equipamento que indica a variação de pressão de um fluido em escoamento em regiões com áreas transversais diferentes. Onde a área é menor, haverá maior velocidade, assim a pressão será maior. Por meio da diferença de pressão é possível calcular a velocidade do fluido e a vazão sucessivamente, utilizando a equação de Bernoulli. Vejamos abaixo a dedução dessa fórmula:

Sendo, “k” o coeficiente de perda de carga, “Q” a vazão, “V” a velocidade no ponto 1 e 2, “A” a área no ponto 1 e 2, “g” a gravidade, “P” a pressão no ponto 1 e 2, temos:



The image shows a handwritten derivation of the Venturi tube equations. It starts with the Bernoulli equation including a loss coefficient K: $P_1 + \frac{V_1^2}{2g} = P_2 + \frac{V_2^2}{2g} + K \times \frac{V_2^2}{2g}$. A consideration $Q_1 = Q_2 = Q$ is noted. The flow rate Q is expressed as $Q = V \times A$, leading to $V_1 \times A_1 = V_2 \times A_2$. This is then written in terms of diameters: $\frac{A_2}{A_1} = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow \frac{\frac{\pi D_2^2}{4}}{\frac{\pi D_1^2}{4}} = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{V_1}{V_2}$. The pressure difference is then derived: $P_1 - P_2 = \frac{V_2^2}{2g} + K \times \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \times \frac{D_2^4}{D_1^4} \rightarrow P_1 - P_2 = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4} \right)$. Finally, the velocity V_2 is solved for: $V_2 = \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4}}}$. The flow rate Q is then given as $Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4}$, and the velocity V_1 is expressed as $V_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2}$.

$$P_1 + \frac{V_1^2}{2g} = P_2 + \frac{V_2^2}{2g} + K \times \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{Consideração: } Q_1 = Q_2 = Q$$
$$Q = V \times A \rightarrow V_1 \times A_1 = V_2 \times A_2 \rightarrow \frac{A_2}{A_1} = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow \frac{\frac{\pi D_2^2}{4}}{\frac{\pi D_1^2}{4}} = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{V_1}{V_2}$$
$$\rightarrow P_1 - P_2 = \frac{V_2^2}{2g} + K \times \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \times \frac{D_2^4}{D_1^4} \rightarrow P_1 - P_2 = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4} \right)$$
$$\rightarrow V_2 = \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4}}} \quad Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4} \quad V_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2}$$

Podemos observar que a partir do cálculo da velocidade no segundo trecho é possível encontrarmos a vazão e em seguida a velocidade no primeiro trecho.

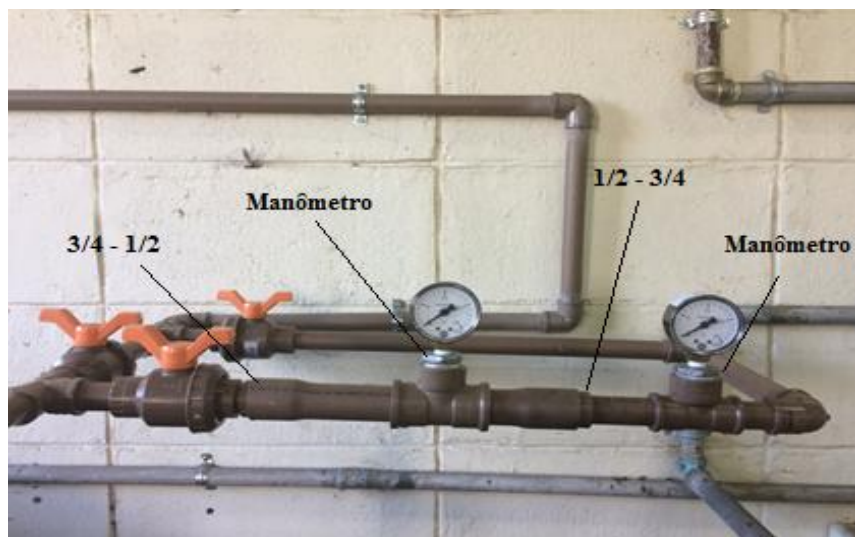
Para entendermos melhor, vejamos na prática alguns exemplos dessa ferramenta:

Exemplo 1:

- O mecanismo abaixo fora desenvolvido para que pudesse ser calculada a vazão em massa do circuito de forma mais precisa. Tal equipamento indica a variação de pressão de um fluido em escoamento em regiões com áreas

transversais diferentes. O mesmo consiste num tubo com uma constrição (estreitamento) a meio do seu comprimento. A constrição causa uma queda da pressão do fluido que se desloca no tubo. Indicadores de pressão, ligados aos tubos dispostos nos diferentes diâmetros, permitem medir a variação de pressão, que é utilizada para medir a velocidade de escoamento do fluido. Onde a área é menor, haverá maior velocidade, assim a pressão será maior. Por meio da diferença de pressão é possível calcular a velocidade do fluido e a vazão sucessivamente, utilizando a equação de Bernoulli. Com a utilização de válvulas esféricas é possível isolar a parte em que foi adicionada o Tubo de Venturi do restante do circuito, valendo-se da mesma somente ao calcular velocidade e vazão do fluido.

Na imagem abaixo é possível observar os pontos de medição de pressão além das reduções existentes.



Abaixo, foram realizadas algumas medições desse circuito:

	posição 1		posição 1	posição 2		posição 2	
	mano (PSI)			mano			
	antes	depois		antes	depois		
1	2	8,5	6,5	1	8		7
2	0	8,5	8,5	0	8,5		8,5
3	1	8,5	7,5	0	8		8
4	0	9	9	0	9		9
5	1	8,5	7,5	0	9		9
			Média=	7,8			8,3

Esses valores foram encontrados a partir de verificações de pressões feitas nos manômetros utilizando o by-pass do sistema, onde está localizado o tubo de

Venturi. Como pode ser observado, foram feitas 5 verificações e calculada a média para as pressões marcadas nos manômetros para as posições 1 e 2.

Após calcularmos a média obtivemos os resultados em PSI e devemos passar o mesmo para metros coluna de água (m.c.a.).

Obs: Convertemos para pascal, multiplicando por 6894,3. E em seguida pra m.c.a. multiplicando esse resultado por 0,000102.

P1= 5,48510508 m.c.a. P2= 5,83671438 m.c.a. **delta p = 0,3516093**

Tendo feito isso, aplicamos a dedução para encontrarmos a velocidade no segundo trecho, com a ciência de que D1 (1') = 0,025m e D2 (3/4') = 0,019m. O coeficiente de perda de carga "k" é obtido através da divisão do diâmetro na primeira parte do tubo de Venturi pelo diâmetro na segunda parte do tubo. Logo:

$$K=D1/D2 = 1,31578947$$

A partir dessa operação é observado na tabela o valor referente a essa divisão. Caso não haja um valor exato, é preciso fazer uma interpolação entre dois

Perdas de carga nas reduções bruscas de seção



D/d	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0	4,0	5,0	10,0	∞
K	0,15	0,25	0,34	0,38	0,41	0,44	0,46	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,50

Com isso, interpolamos os resultados entre 1,2 e 1,4 e obtemos 0,29.

Depois de encontrarmos todas as variáveis para podermos calcular V2, calculamos essa velocidade, obtendo 2,68 m/s. Assim, podemos calcular a vazão e obter 0,000761 m³/s e convertendo a unidade 2,74 m³/h.

2 TERMOMETRIA

O homem interage com o meio através de seus sentidos (tato, audição, olfato, paladar e visão). Com isso, a noção básica dos objetos “mais quentes” ou “mais frios” passou a fazer parte do seu dia a dia.

A evolução da ciência tornou imprescindível a criação de um instrumento capaz de quantificar o quanto um determinado objeto/ambiente é “mais quente” ou “mais frio”, independente de fatores subjetivos do observador. Além disso, tornou-se necessário que esta grandeza fosse padronizada e sua mensuração mais precisa. A solução encontrada para isso foi o Termômetro.

Geralmente os termômetros utilizam de variação de propriedades extensivas (volume, comprimento, resistência elétrica) de determinadas substâncias para estabelecer uma escala/padrão que representa a variação de temperatura, que é uma propriedade intensiva. Teoricamente, pode ser utilizado como termômetro qualquer sistema físico que possua uma propriedade que varie continuamente com a temperatura.

Sensores de temperatura, portanto, são transdutores que alteram uma ou mais de suas características físicas ao se equalizarem com o meio do qual se deseja conhecer a temperatura. A maioria utiliza a transmissão de calor por contato para assimilar a energia do meio, produzindo a geração de tensão em um termopar ou a variação de resistência ôhmica numa termo resistência.

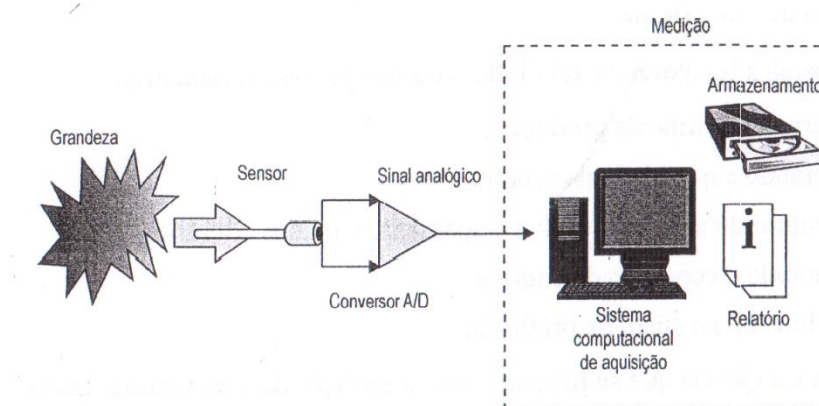


Figura 1: Representação do processo de aquisição de dados.

Na prática, além dessa característica, outras são importantes como: capacidade térmica e condutividade térmica – que varia de acordo com material

que é feito o termopar- e também a faixa de temperatura na qual se quer trabalhar. Tudo isso é importante para escolha do tipo de termopar que irá melhor atender e fornecer uma precisão na medição.

Os principais tipos de instrumentos de medição de temperatura utilizados na pratica industrial e laboratorial são:

- Termômetros de líquido em vidro
- Termopares
- Termo resistências e termistores
- Termômetros de radiação

NOTA: Em nossos estudos experimentais, iremos trabalhar apenas com termopares, pois o enfoque do curso prático é análise das temperaturas e como se comportam as trocas térmicas no processo estudado, fazendo um paralelo com o aprendizado teórico em sala de aula.

Para controlar um processo industrial (independente de qual o produto fabricado ou sua área de atuação) é necessária a medição e o controle de uma série de variáveis físicas e químicas, e para isso se utiliza da instrumentação.

Esse controle é feito por um sensor ou transdutor. Equivocadamente, essas duas definições são usadas indistintamente, porém tem finalidades diferentes.

Sensor é um dispositivo que apenas detecta determinada grandeza física e o transdutor além de detectar ele transforma essa grandeza física em sinais analógicos para que se seja dimensionada.

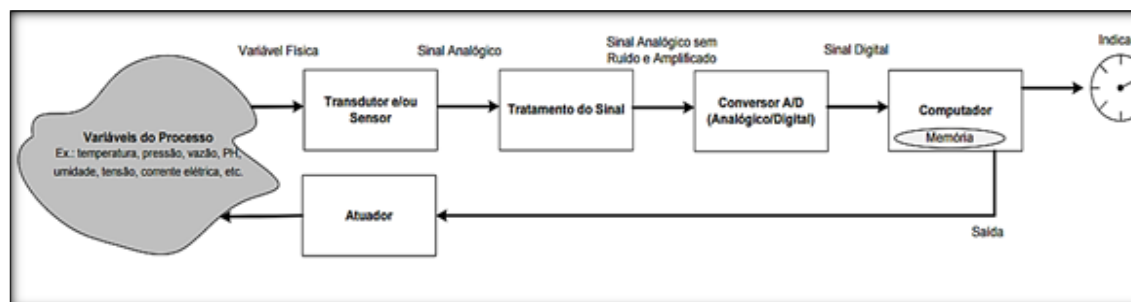


Figura 2 : Esquema básico de aquisição de dados.

2.1 TERMOPAR

É o transdutor mais comumente utilizado na indústria para medição de temperatura. Sua faixa de utilização compreende de -184 a 2300°C,

aproximadamente, possuem boa precisão (erro máximo de até 2 graus) e repetibilidade.

Um termopar é constituído de dois fios metálicos distintos unidos em uma das extremidades, desta maneira gera-se uma *força eletromotriz* (f.e.m.), que quando conectada a um instrumento de leitura pode-se ler a temperatura do processo. Uma dessas junções é denominada junção de medição (juntaquente) e é submetida à temperatura que se deseja medir e a outra é denominada junção de referência e onde é aplicada uma temperatura conhecida (temperatura de referência).

O termopar é, portanto, diferente da maioria dos sensores de temperatura uma vez que sua resposta está diretamente relacionada à diferença de temperatura entre as junções de medição e de referência e que correspondem a uma força eletromotriz.

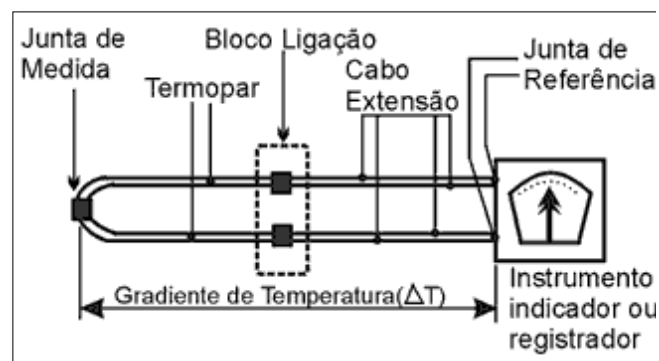


Figura 3: Termopar

Os termopares possuem diferentes tipos de curva f.e.m. x Temperatura que variam de acordo com o tipo de liga que é constituído. Todo o funcionamento é baseado no fenômeno chamado *efeito seebeck*. Além desse, o *efeito Peltier* e *Thompson* também fazem parte dos efeitos termoelétricos no qual descrevem o transporte de calor por uma corrente elétrica.

2.2 EFEITO SEEBECK

Esse fenômeno da termoelectricidade foi descoberto por T.J Seebeck em 1821. Ele observou que entre dois condutores metálicos distintos (A e B) formando um circuito fechado, submetidos a um diferencial de temperatura, ocorria uma

circulação de corrente elétrica entre as duas junções. Isto permite utilizar este circuito com um medidor de temperatura. Dessa forma, abrindo-se o circuito em qualquer posição, pode-se medir a tensão e, a esta, associar-se uma temperatura, conforme mostrado na figura a seguir:

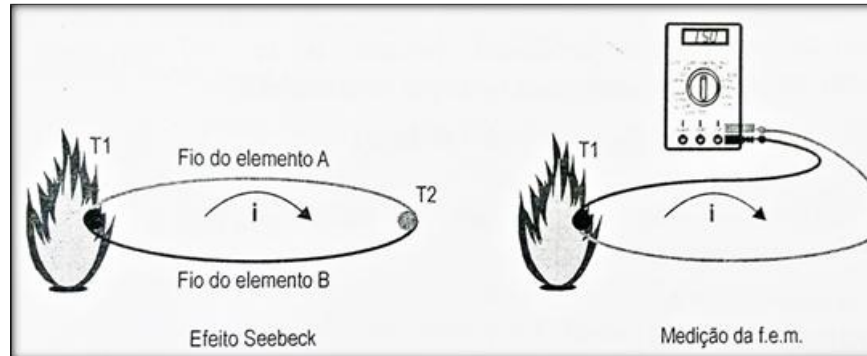


Figura 5: Representação do efeito seebeck e medição da f.e.m.

Este se produz pelo fato de que a densidade de elétrons livres num metal difere de um condutor para outro e depende da temperatura. Quando dois condutores diferentes são conectados para formar duas junções e estas são mantidas a diferentes temperaturas, a difusão dos elétrons nas junções se produz a ritmos diferentes. Ao se medir a tensão termoelétrica de um par termoelétrico em função da temperatura, obtém-se, em geral, uma relação do tipo mostrado na figura abaixo.

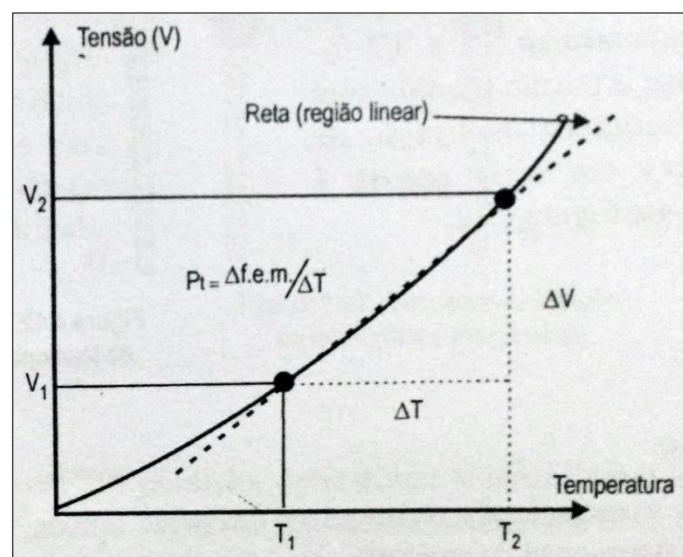


Figura 5: Curva de resposta de um termopar.

A relação da tensão termoelétrica com a temperatura, normalmente, não é linear, mas para algumas faixas de temperatura, pode ser considerada como se o

fosse e na prática é o um dos fatores que define a faixa de temperatura de utilização de um determinado tipo de termopar. A partir do gráfico da **figura 5**, pode-se verificar uma grandeza denominada de coeficiente de seebeck ou, para âmbitos industriais, potência termoelétrica (Pt) do termopar, dada por:

$$Pt = \Delta V / \Delta T$$

Potência termoelétrica representa a sensibilidade de resposta do par termoelétrico com a variação de temperatura. Assim, se existem dois termopares, o primeiro com um coeficiente de 50 mV/°C e o segundo com 10 mV/°C, para uma mesma faixa de temperatura, prevalece a opção pelo primeiro, uma vez que este apresenta uma variação maior de tensão para cada 1 °C, o que torna a medição mais fácil e, eventualmente, com menor incerteza.

2.3 LEIS DA TERMOELETRICIDADE

A lei fundamental da termoeletricidade diz que a força eletromotriz (f.e.m.) de um par bimetálico depende somente da natureza dos fios condutores e da diferença de temperatura entre as junções. Mostra claramente que a f.e.m. de um termopar não depende da temperatura, mas do gradiente de temperatura entre as junções. Como consequência, tem-se que:

- Se as junções estiverem a uma mesma temperatura, ou seja, $T_1 = T_2$ (conforme mostra a figura abaixo), então a força eletromotriz gerada pelo termopar é nula
- A f.e.m. gerada pelo termopar é independente do ponto de medição escolhido, o que explica porque na confecção de um termopar apenas

uma das extremidades do sensor é soldada, sendo a outra deixada livre para conectar o instrumento de medição.

2.4 LEI DOS METAIS INTERMEDIÁRIOS

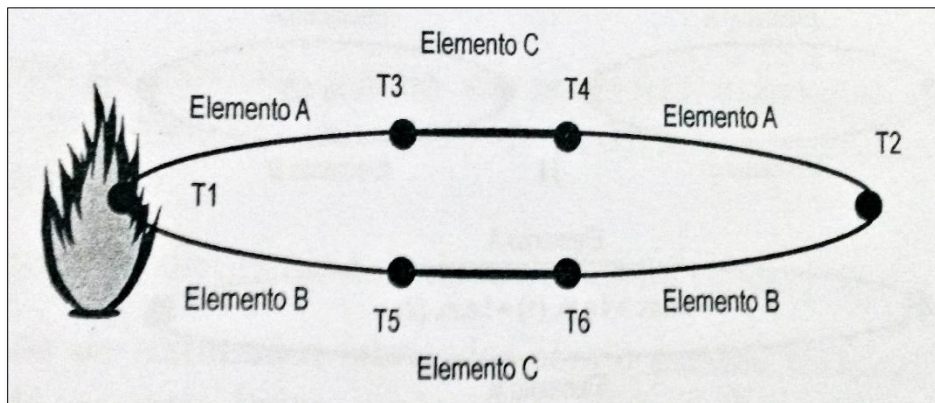
Esta lei afirma que a f.e.m. do termopar não será afetada se, em qualquer ponto do circuito, for inserido um terceiro metal, desde que as junções sejam mantidas à mesma temperatura. Sendo assim a leitura da corrente no sistema mostrado na figura 5 será a mesma que do sistema original da **figura 4** se, e somente se, $T_3=T_4$ e $T_5=T_6$.

Se: $T_3 = T_4$ então $T_1 = T_2$

$T_5 \neq T_6$ então $T_1 \neq T_2$

Uma aplicação prática bastante interessante desta lei é permitir a utilização de cabos de cobre comuns como de extensão para termopares.

Figura 6: Representação da lei dos metais intermediários.



2.5 LEI DO CIRCUITO HOMOGÊNEO

Esta lei afirma que a f.e.m. desenvolvida em um circuito termoelétrico de dois metais diferentes, com suas junções às temperaturas T_1 e T_2 , é independente do gradiente de temperatura e de sua distribuição ao longo dos fios. Ela é consequência da lei fundamental, ou seja, a f.e.m. do termopar depende somente do par de metais escolhidos e do gradiente de temperatura existente entre as junções.

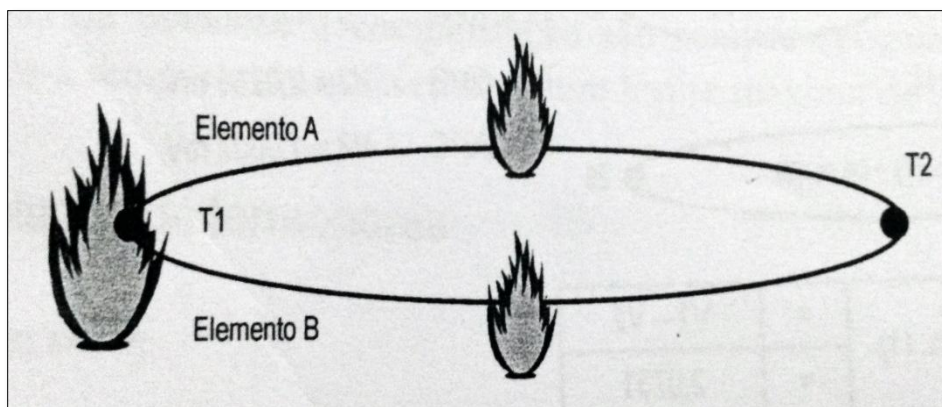


Figura 7: Representação da lei do circuito homogêneo.

Embora, seja possível haver uma grande variação de temperatura ao longo dos fios dos termopares, esta não influirá na f.e.m. produzida pela diferença de temperatura entre as juntas. Na prática, evita-se que isto ocorra, pois pode ocasionar erros na medição.

2.6 LEI DAS TEMPERATURAS INTERMEDIARIAS

A f.e.m produzida em um circuito termoelétrico de dois metais homogêneos e diferentes entre si, com as suas junções nas temperaturas T_1 e T_2 , é a soma algébrica da f.e.m. do circuito, com as junções às temperaturas T_1 e T_2 e a f.e.m. do mesmo circuito com as junções às temperaturas T_2 e T_3 .

Esta lei traz como aplicação prática a compensação ou correção da temperatura ambiente pelo instrumento de aquisição de dados que receberá o sinal do termopar.

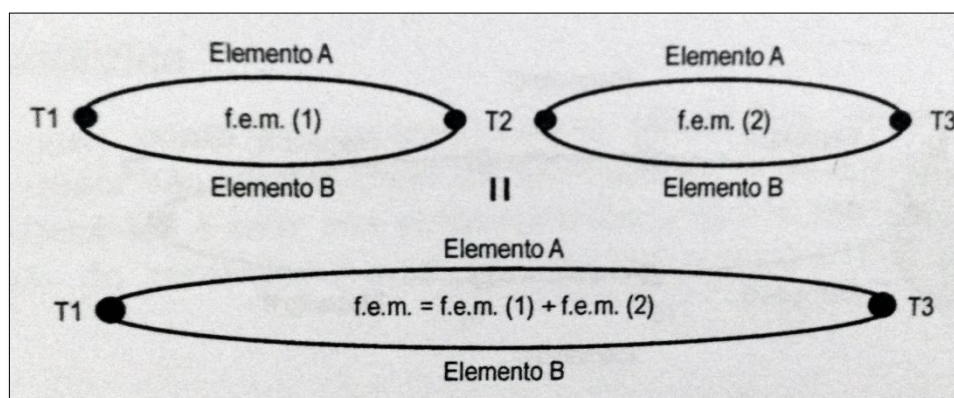


Figura 8: Representação da lei das temperaturas intermediárias.

- Para efeito de aplicação, considere a configuração do termopar descrito na **figura 8**, sendo de um termopar tipo K, em que $T_1 = 100^\circ\text{C}$, $T_2 = 50^\circ\text{C}$ e $T_3 = 25^\circ\text{C}$. Qual seria a f.e.m. equivalente?

De acordo com a tabela de mV x Temperatura do termopar tipo K, as milivoltagens correspondentes a essas temperaturas são:

$$T_1 = 100^\circ\text{C} \Rightarrow V_1 = 4,0962 \text{ mV}$$

$$T_2 = 50^\circ\text{C} \Rightarrow V_2 = 2,0231 \text{ mV}$$

$$T_3 = 25^\circ\text{C} \Rightarrow V_3 = 1,0002 \text{ mV}$$

Então:

$$\text{f.e.m. (1)} = V_1 - V_2 = 2,0731 \text{ mV}$$

$$\text{f.e.m. (2)} = V_2 - V_3 = 1,0229 \text{ mV}$$

$$\text{f.e.m. (eq.)} = V_1 - V_3 = 3,096 \text{ mV}$$

ou

$$\text{f.e.m. (eq.)} = \text{f.e.m. (1)} + \text{f.e.m. (2)} = 3,096 \text{ mV}$$

2.7 JUNTA DE REFERÊNCIA

Sabe-se que o termopar não mede diretamente a temperatura, mas sim uma diferença de temperatura entre dois pontos de junções, associando a esta uma f.e.m., e para isto é necessário conhecer a temperatura da junção de referência ou junta fria.

Os instrumentos utilizados na aquisição de dados de temperatura com termopares costumam fazer a correção da junta de referência automaticamente, sendo um dos métodos utilizados, a medição da temperatura nos terminais do instrumento, através de circuito eletrônico, sendo que este circuito adiciona a tensão que chega aos terminais, uma tensão correspondente à diferença de temperatura de 0°C à temperatura ambiente.

Sua construção típica no equipamento está baseada em uma ponte de Wheatstone constituída por três resistências fixas com a temperatura e uma cujo valor ôhmico varia com a temperatura ambiente. Assim, após feito balanceamento da ponte, surgirá uma tensão elétrica equivalente à variação da temperatura na junção de referência sempre que a mesma variar, que será adicionada à tensão gerada pelo termopar.

- **Para entender a atuação e a importância da junta fria, suponha um termopar tipo K e a f.e.m. do circuito seja igual a 3,096 mV. Sendo assim, qual seria a temperatura da junta de medição se a junta fria está a 25°C?**

De acordo com a tabela de mV x Temperatura do tipo K:

Tambiente = 25°C $\Rightarrow$ f.e.m. = 1,0002 mV

Porém, não apresenta a temperatura correspondente a 3,096 mV. Sendo assim faz-se interpolação para encontrar o valor exato da temperatura procurada.

Desse modo: f.e.m. = 3,096 mV $\Rightarrow$ T = 75,89°C

f.e.m resultante = (Temp. JM) + (Temp. JR) = 3,096 + 1,0002 = 4,0962 mV

2.8 TIPOS DE TERMOPARES

Foram desenvolvidas diversas combinações de pares de ligas metálicas, desde os mais corriqueiros de uso industrial, até os mais sofisticados para uso especial ou restrito a laboratório. Essas combinações foram feitas de modo a se obter uma alta potência termoelétrica, aliando-se ainda as melhores características como homogeneidade dos fios e resistência a corrosão, na faixa de utilização, assim cada tipo de termopar tem uma faixa de temperatura ideal de trabalho, que deve ser respeitada, para que se tenha a maior vida útil do mesmo. São eles:

TIPO T

Formado por cobre e constantan. Constantan é uma liga de cobre e níquel compreendida no intervalo entre Cu (50 % a 65 %) e Ni (35 %). A composição mais utilizada para este tipo de termopar é de Cu (58 %) e Ni (42 %). São geralmente usados para criometria (baixas temperaturas), indústrias de refrigeração, pesquisas agrônômicas e ambientais, química e petroquímica.

Características:

- Faixa de utilização: -60 a 370°C
- F.e.m. produzida: -5,333 a 19,027mV
- Potência termoelétrica média: 5,14mV/100°C (para temperaturas positivas)
- Pode ser utilizado em atmosferas a vácuo, inertes, oxidantes ou redutoras.
- Apresenta boa precisão na faixa de utilização devido à grande homogeneidade do cobre.
- Em temperaturas acima de 310°C o cobre começa a se oxidar a próximo de 400°C, oxida-se rapidamente.

- Com certas precauções e devidamente aferido, pode ser utilizado até -262°C.

TIPO J

Formado por Ferro (Fe) e Liga Constantan (Cu 58% e Ni 42%). Pode ser utilizado em atmosferas a vácuo, inertes, oxidantes ou redutoras e possuem baixo custo relativo, sendo assim é um dos mais utilizados industrialmente em centrais de energia, metalúrgica, química e petroquímica.

Características:

- Faixa de utilização: 0 a 800°C
- F.e.m. produzida: 0 a 42,922mV
- Potência termoelétrica média: 5,65mV/100°C
- Tem baixa homogeneidade, devido à dificuldade de obtenção do ferro com alto teor de pureza.
- Indicado para serviços contínuos até 760°C em atmosfera neutra ou redutora.
- Limite máximo de utilização em atmosfera oxidante de 760°C, devido à rápida oxidação do ferro.
- Utilizar tubo de proteção acima de 480°C.
- Pode ser utilizado, ocasionalmente, para temperaturas abaixo de 0°C, porém, a possível ferrugem ou quebra do ferro, sob esta condição, o tornam inadequado.

TIPO E

Composto por duas ligas, Cromel (Ni 90% Cr 10%) e Constantan (Cu 58% e Ni 42%), possui a maior potência termoelétrica dos termopares mais utilizados e é utilizado em termo pilha e em pirômetro de radiação.

Características:

- Faixa de utilização: 0 a 810°C
- F.e.m. produzida: 0 a 66,473mV
- Potência Termoelétrica média: 7,64 mV/100°C
- Pode ser utilizado em atmosferas a vácuo, inertes e oxidantes.
- Possui a maior potência termoelétrica dos termopares mais utilizados.
- Em temperaturas abaixo de 0°C os fios não sofrem corrosão, podendo, assim ser utilizado em temperaturas abaixo de 0°C.
- Possui alta estabilidade na f.e.m. (durabilidade) devido a sua resistência à oxidação.
- Vulnerável à atmosfera redutora.

TIPO K

Formado por ligas de Cromel (Ni 90% e Cr 10%) e Alumel (Ni 95,4%; Mn 1,8%; Si 1,6; Al 1,2%). Em altas temperaturas (entre 800 a 1200°C) é mais resistente mecanicamente, do que os tipos S e R, tendo uma vida útil superior ao tipo J e é utilizado em metalúrgicas, siderúrgicas, fundição, usina de cimento e cal, vidros, cerâmica, indústrias em geral.

Características:

- Faixa de utilização: 0 a 1260°C
- F.e.m. Produzida: 0 a 50,990mV
- Potência Termoelétrica média: 4,05 mV/100°C
- Pode ser utilizado em atmosferas inertes e oxidantes.
- Vulnerável em atmosferas redutoras e sulfurosas, com gases como SO₂ e H₂S, requerendo substancial proteção quando utilizado nestas condições.
- Sua mais importante aplicação ocorre na faixa de 700 a 1260°.
- Pode ser utilizado, ocasionalmente, para temperaturas abaixo de 0°C.

TIPO N

Formado por Nicrosil e Nisil ([+] Ni 84,4% Cr 14,2% Si1,4%; [-] Ni95, 45% Si4,40% Mg0,15%). Este novo tipo de termopar é um substituto do termopar tipo K, por possuir uma resistência à oxidação bem superior a este, e em muitos casos também é um substituto dos termopares a base de platina em função de sua temperatura máxima de utilização.

- Faixa de utilização: -270°C a 1300°C
- F.e.m. produzida: -4,345 mV a 47,513 mV
- É recomendado para atmosferas oxidantes, inertes ou pobres em oxigênio, uma vez que não sofre o efeito de "green-root".
- Não deve ser exposto às atmosferas sulfurosas.
- Sua curva f.e.m. x temperatura é similar ao tipo K, porém possui menor potência termoelétrica.
- Apresenta maior estabilidade e menor drift x tempo (Movimento x Tempo).
- Possuem melhor desempenho na forma de termopar de isolamento mineral.

Termopares Nobres

São aqueles que os pares são constituídos de platina. Embora possuam custo elevado e exijam instrumentos receptores de alta sensibilidade, devido à

baixa potência termoeétrica, apresentam uma altíssima precisão, dada a homogeneidade e pureza dos fios termopares. São eles:

TIPO B

Composição: ([+] Platina 70% e Ródio 30%; [-] Platina 94% e Ródio 6%). Apresenta melhor estabilidade na f.e.m. e resistência mecânica, do que os tipos "S" a "R" a temperaturas elevadas e é utilizado para processos sob alta temperatura como fabricação de vidro e siderurgia.

Contra aquilo que é habitual nos outros termopares, não necessita de compensação da junta de referência, se a temperatura desta não exceder a 50°C, e também cabo de compensação se a temperatura de seus terminais não exceder a 100°C.

Características:

- Faixa de utilização: 500 a 1700°C
- Potência Termoeétrica média: 1,05 mV/100°C
- F.e.m. produzida: 3,708 a 12,485mV
- Pode ser utilizado em atmosferas inertes, oxidantes e por curto período de tempo em vácuo.
- É utilizado em medidas constantes de temperaturas elevadas (acima de 1400°C).
- Apresenta melhor estabilidade na f.e.m. e resistência mecânica, do que os tipos "S" a "R" a temperaturas elevadas.
- Não pode ser utilizado em temperatura inferior a 100°C.
- Utilizam-se isoladores e tubos protetores de alta alumina (tipo 710).

TIPO S

Composição: ([+] Platina 90% e Ródio 10%; [-] Platina 100%). Com o uso próximo de seu limite de aplicação, a platina pura apresenta crescimento de grão acentuado, tornando-se quebradiça e isto pode tornar a vida útil do termopar curta, quando aplicado em processos sujeitos a esforços mecânicos (vibração). Utilizado em processos indústrias metalúrgicas, siderúrgicas, fundição, usina de cimento, vidros, cerâmica, e pesquisa científica e em "Sensores Descartáveis" na faixa de 1200°C a 1768°C, para medição de temperatura de metais líquidos em Siderúrgicas e Fundições.

Características:

- Faixa de utilização: 0 a 1480°C

- Potência Termoelétrica média: 1,04mV/100°C
- F.e.m. produzida: 0 a 15,336mV
- Pode ser utilizado em atmosferas inertes e oxidantes.
- Apresenta boa precisão em altas temperaturas.
- Define a Escala Internacional Prática de Temperatura / IPTS na faixa de 630,74°C (ponto de fusão do antimônio) a 1064,43°C (ponto de fusão do ouro), sendo adotado como padrão nesta faixa.
- Utilizado como padrão na calibração de outros termopares.
- Não devem ser utilizados em atmosfera redutora, requerendo substancial proteção quando aplicado neste tipo de ambiente.
- Para altas temperaturas ($\pm 1300^{\circ}\text{C}$), devem ser utilizados isoladores e tubos protetores de alta alumina (tipo 710).
- Não deve ser utilizado em temperaturas abaixo de 0°C , pois sua curva de f.e.m. x Temperatura varia irregularmente.
- Depois de submetido a altas temperaturas (acima 1480°C), para ser utilizado novamente, deve ser aferido.

TIPO R

Composição: ([+] Platina 87% e Ródio 13%; [-] Platina 100%). É um tipo recente, surgido a cerca de 40 anos atrás, devido a necessidade de se adaptar a alguns instrumentos que apresentavam erros da ordem de 20% e possui uma potência termoelétrica cerca de 11% maior que o tipo S.

Características:

- Faixa de utilização: 0 a 1480°C
- Potência Termoelétrica média: 1,04 mV/100°C
- F.e.m. produzida: 0 a 17,163mV
- Potência termoelétrica média: 1,16 mV/100°C
- Possui características semelhantes ao do tipo S, devido a porcentagem da composição ser semelhante.

2.9 CABOS DE EXTENSÃO E COMPENSAÇÃO

Para aplicações nas quais o termopar instalado no processo não se encontra junto aos instrumentos receptores, pode-se ligar o elemento sensor com um cabo de cobre comum, que conduz a tensão (mV) gerada pelo termopar ao aparelho

receptor. Se, porém, o cabo de cobre passar por regiões quentes, isto implicará em erro que serão transmitidos ao instrumento, causando erros de leitura. Sendo assim recomenda-se a utilização de cabos de extensão ou compensação.

Utilizam-se fios que possuem uma curva de potência termoelétrica semelhante à curva do termopar utilizado. Esta característica é importante porque permite ao sistema compensar a diferença de temperatura existente entre a união do cabo de extensão e a entrada do aquisitor de dados. Os fios e cabos de extensão podem ser construídos do mesmo material do termopar, ou, por questões de custo, de materiais menos nobres que não interfiram na medição.

Os fios e cabos de extensão são denominados de KX, TX, JX e EX. O sufixo X conforme a norma ANSI identifica as extensões feitas com o fio ou cabo. As extensões têm custo menor que o dos termopares e possuem a mesma curva de f.e.m., mas são afetadas pela limitação de temperatura ao qual podem ser submetidas.

Desta forma pode-se distinguir dois tipos de fios ou cabos:

Cabos de extensão: Fabricados com o mesmo material do termopar devido ao seu baixo custo. São empregados nos termopares de aplicação mais comum e, conseqüentemente, para aqueles termopares de custo mais baixo, comumente utilizados nos tipos J, K, T e N.

Cabos de compensação: Utilizam materiais diferentes do material do termopar, porém com a mesma característica de f.e.m. São utilizados em termopares fabricados com ligas mais caras, de custo bem mais elevado, sendo, portanto, inviável economicamente a utilização de cabos de extensão; comumente utilizados nos tipos S, R e B.

Os fios e cabos de extensão e compensação são sempre recomendados para utilização desde a temperatura ambiente até um limite máximo de 200°C.

Combinação metálica									Limite de erro	
LIGAS	+ FIO	- FIO	Código de Cores ANSI MC-96.1	Internacional IEC 584-3	BS 1843	DIN 43710	JIS C1610-1981	Padrão	Especial	
J	Fe (magnético)	Constantan Cu-Ni						2.2°C ou 0.75%	1.1°C ou 0.4%	
K	Niquel-Cromo Ni-Cr	Niquel-Alum Ni-Al (magnético)						2.2°C ou 0.75%	1.1°C ou 0.4%	
W*X	Cobre Cu	Cu-Ni								
T	Cobre Cu	constantan Cobre-Niquel Cu-Ni						1.0°C ou 0.75%	0.5°C ou 0.4%	
E	Niquel-Cromo Ni-Cr	constantan Cobre-Niquel Cu-Ni						1.7°C ou 0.5%	1.0°C ou 0.4%	
N	Nicrosil Ni-Cr-Si	Nisil Ni-Si-Mg					não é padrão utiliza cores normais ANSI	2.2°C ou 0.75%	1.1°C ou 0.4%	
R	Platina 13% ródio Pt-13% Rh	Platina Pt						1.5°C ou 0.25%	0.6°C ou 0.1%	
S	Platina 10% ródio Pt-10% Rh	Platina Pt						1.5°C ou 0.25%	0.6°C ou 0.1%	
B	Platina 30% ródio Pt-30% Rh	Platina 6% ródio Pt-6% Rh			use fio de cobre			0.5% 800°C	não estabilizado	

Figura 9: Tabela internacional de cores para cabos de extensão e compensação

NOTA: A norma mais usual é a ANSI.

2.10 ASSOCIAÇÃO DE TERMOPARES

Associação em série

A associação em série é indicada quando se deseja aumentar a força eletromotriz gerada pelo termopar. Na verdade, a tensão medida no instrumento é a soma da tensão gerada nos termopares como se fosse uma associação de baterias em série.

Para efeito didático, considere que três termopares estão na mesma temperatura e, por isso, gerando a mesma diferença de potencial, denominada V, em relação a referência do medidor. Quando forem associados em série, a f.e.m. será igual a 3V.

Se as temperaturas T1, T2, T3 forem diferentes e cada uma das temperaturas estiver associada uma tensão V1, V2 e V3, respectivamente, então a tensão medida será: **V= V1 + V2 + V3.**

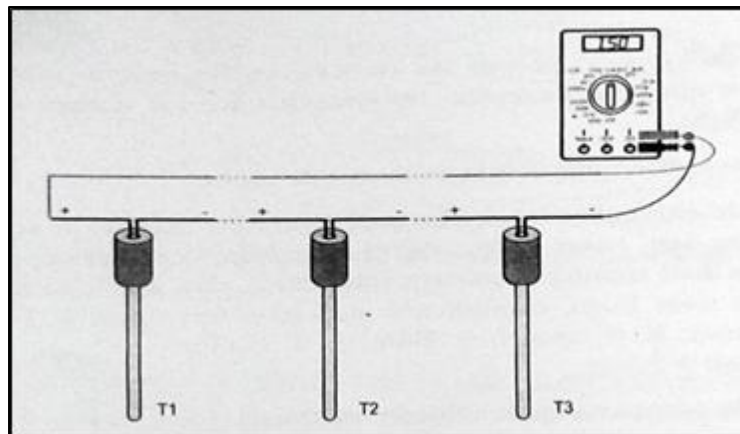


Figura 10: Representação de termopares em série

Associação em série oposta

A associação em série oposta é indicada quando se deseja fazer a diferença entre a força eletromotriz gerada por dois termopares ou, em outras palavras, quando se deseja calcular a diferença de temperatura entre dois termopares. Na verdade, a tensão medida no instrumento é a diferença da tensão gerada nos termopares, como se fosse uma associação de baterias.

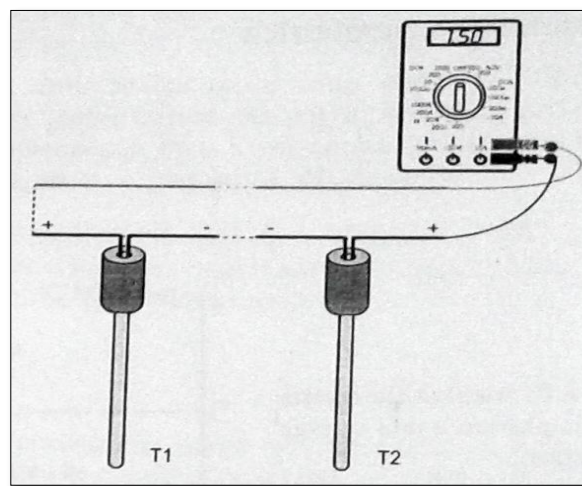


Figura 11: Representação de termopares em ligação oposta.

No esquema abaixo, supondo as temperaturas T1 e T2 diferentes, a que se associam as tensões V1 e V2, respectivamente, então a tensão medida será: $V = V1 - V2$. Obviamente, se as temperaturas T1 e T2 forem iguais, a tensão medida será nula.

Associação em paralelo

Este tipo de associação de termopares pode ser utilizado para realização de média das temperaturas às quais os sensores estão submetidos. Por exemplo,

quando se deseja conhecer a média da temperatura entre dois pontos de uma tubulação.

É importante ressaltar que o valor medido já será a média dos valores e, portanto, não será possível recuperar o valor de cada ponto individualmente. A vantagem desse tipo de configuração é a redução do número de canais utilizados no sistema de aquisição. Numa aquisição normal, dois canais de medição teriam que ser utilizados para que a média pudesse ser calculada em seguida. Na configuração em paralelo, apenas uma canal é utilizado.

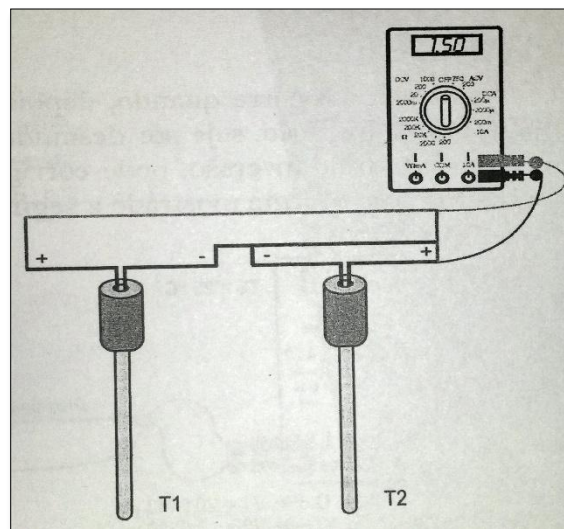


Figura 12: Representação de termopares em paralelo.

2.11 ERROS NA MONTAGEM DOS TERMOPARES

Utilização de fios de cobre

É muito comum em aplicações práticas que o termopar seja utilizado para medir a temperatura em um ponto distante do seu condicionador, normalmente preservado de ambientes agressivos. Por isso, normalmente são utilizados fios de extensão (ou compensação) para levar o sinal do termopar ao leitor. Podem ser utilizados desde que não haja um gradiente de temperatura entre os pontos onde os metais são inseridos.

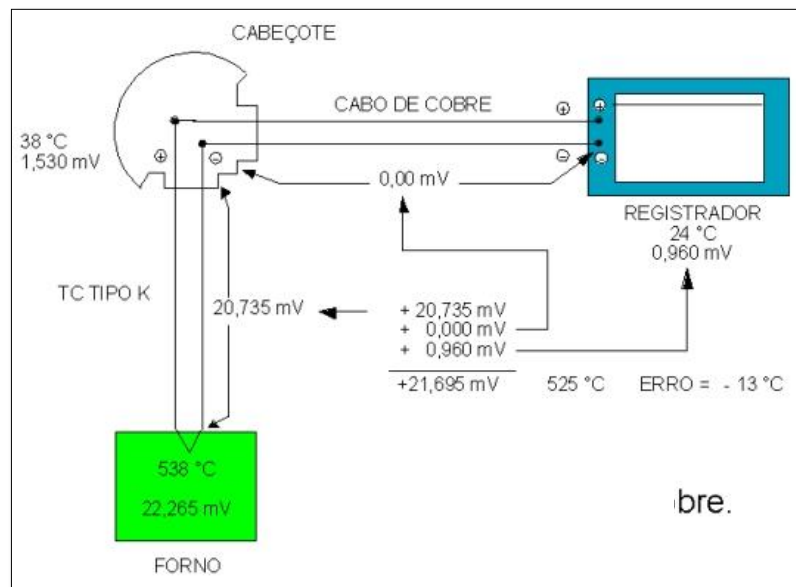


Figura 13: Representação de erro gerado por fios de cobre.

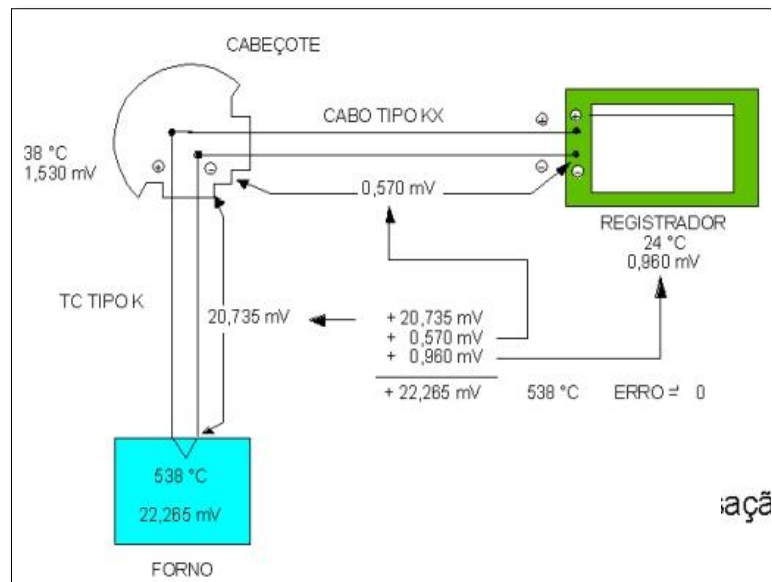


Figura 14: Representação de erro gerado por fio de compensação.

Inversão simples

Um erro muito comum é a inversão dos terminais negativo e positivo do termopar. Dessa forma o valor da f.e.m. gerada no termopar fica negativa e, consequentemente, a temperatura indicada também.

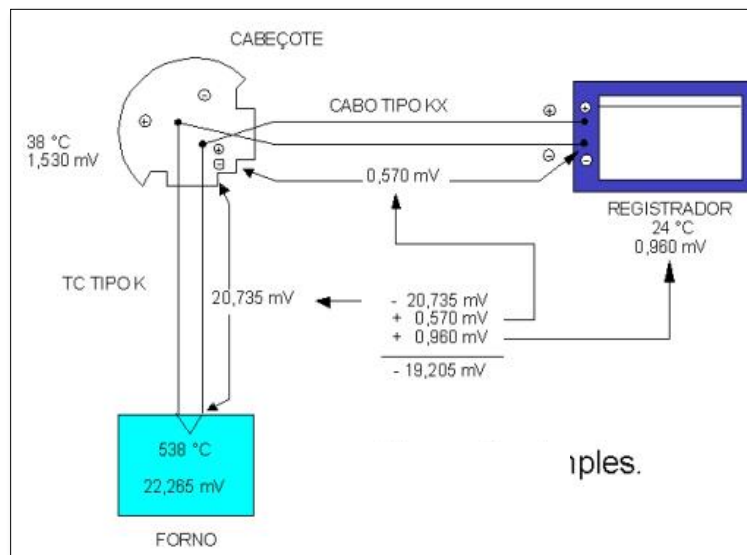


Figura 15: representação da inversão simples.

Inversão dupla

A inversão dupla ocorre quando, depois de feita uma inversão simples, ocorre uma segunda inversão. Como

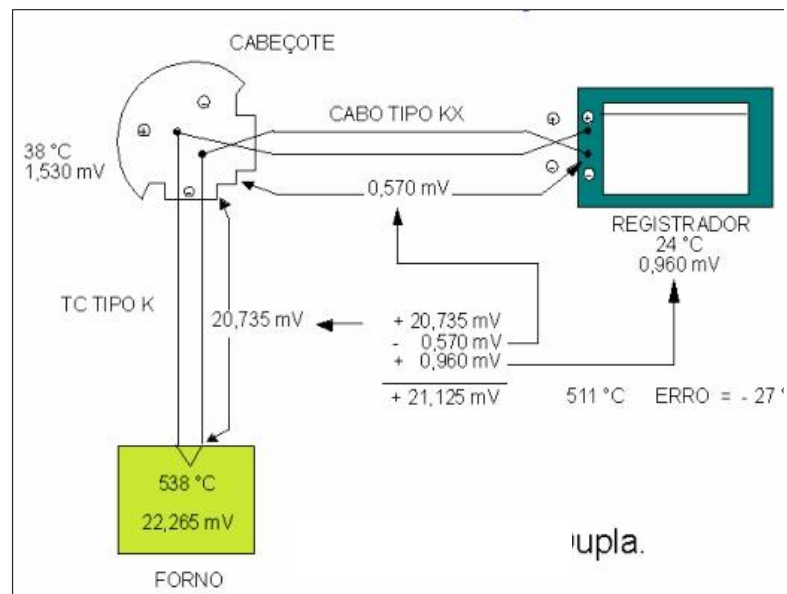


Figura 16: Representação da inversão dupla.

2.12 ISOLAÇÃO MINERAL

O termopar de isolamento mineral é constituído de três partes básicas: um ou dois pares termoelétricos, um pó isolante de óxido de magnésio altamente compactado e uma bainha externa metálica, montados conforma mostrado na figura abaixo.

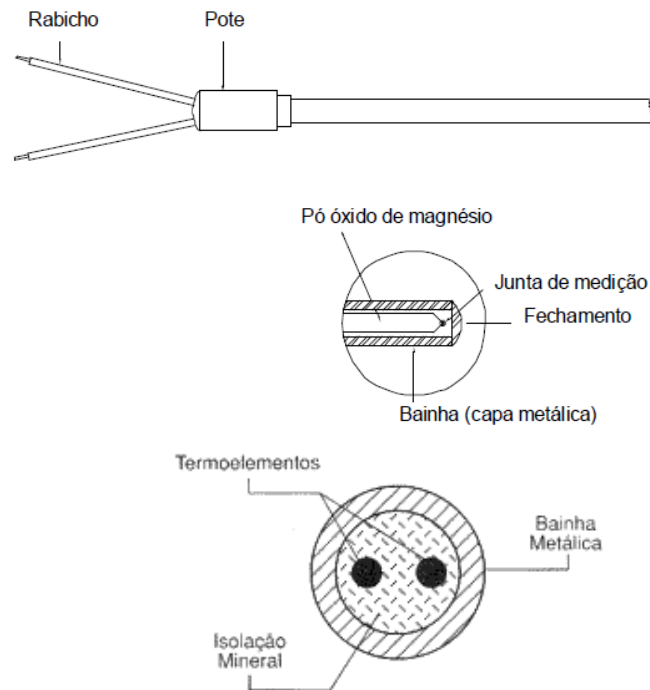


Figura 17: Termopar de isolamento mineral.

O óxido de magnésio fornece uma isolação elétrica entre os fios e uma boa condução térmica entre a superfície externa e o interior do termopar. A bainha, que deve ser escolhida cuidadosamente de acordo com a aplicação, fornece uma proteção às agressões mecânicas e atmosféricas contra o sistema, garantindo resistência e durabilidade ao termopar.

O processo de fabricação dos termopares com isolação mineral começa com a inserção dos termo elementos de diâmetros definidos num tubo metálico, a bainha. Eles são isolados entre si pelo próprio pó de óxido de magnésio. O uso da bainha aumenta o tempo de resposta do termopar, mas, mesmo assim, o ganho em proteção e durabilidade do conjunto supera as vantagens inerentes de um termopar tradicional feito com a união de apenas dois fios.

Através de um processo mecânico de trefilação (estiramento), o tubo e os termo elementos têm seus diâmetros reduzidos (pelo aumento de seu comprimento) e o óxido de magnésio fica altamente compactado, isolando e

posicionando os fios em relação à bainha metálica. Os diâmetros comercialmente disponíveis são: 1,0 / 1,5 / 2,0 / 3,0 / 4,5 / 6,0.

Como no processo de fabricação a trefilação cria tensões intensas no material, é necessário tratar termicamente o conjunto, visando aliviá-las. Também é importante ressaltar que, quanto maior o diâmetro do termopar maior seu tempo de resposta e, portanto, mais lentamente o dispositivo percebe as variações de temperatura do meio no qual estará imerso.

Vantagens do termopar de isolamento mineral

Algumas vantagens na utilização de um termopar de isolamento mineral:

- Estabilidade na força eletromotriz: Os condutores estão completamente protegidos contra a influência de gases e outras condições ambientais.
- Dimensão reduzida: O processo de fabricação permite a produção de termopares com bainha metálica com diâmetro de 1 a 6 mm, permitindo a medição de temperatura em locais antes inacessíveis aos termopares convencionais.
- Grande resistência mecânica: A compactação do óxido de magnésio e a bainha metálica não permitem o movimento interno dos fios e, por isso, o termopar pode ser manipulado com pequenas dobras ou torções, suportando pressões externas e choque térmico sem perda das propriedades termoelétricas.
- Impermeabilidade a água e a gás: A bainha metálica é compactada e selada.
- Facilidade de instalação: A maleabilidade do cabo do mineral, sua pequena dimensão, longo comprimento e grande resistência mecânica asseguram uma instalação fácil, mesmo nas situações mais difíceis.
- Adaptabilidade: Acessórios podem ser montados, por soldagem ou brasagem, na bainha metálica e, quando necessário, sua seção pode ser reduzida ou alterada.

- Resposta mais rápida: a pequena massa e a alta condutividade térmica do pó de óxido de magnésio permitem que seu tempo de resposta seja igual ao de um termopar descoberto de dimensão equivalente.
- Resistência a corrosão: Ela é garantida pela escolha da bainha metálica adequada.
- Resistência de isolamento galvânica elevada: Tem uma resistência de isolamento galvânica superior a 100 mohms a 20°C, qualquer que seja o diâmetro ou o seu comprimento, podendo ser mantido mesmo em ambientes úmidos (norma AST-E-608/84), pois sua proteção é impermeável a água, óleo ou gases.
- Blindagem eletrostática: Ela é obtida com o uso de uma bainha isolada.

Tipos de junta de medição

Pode-se classificar os termopares com isolamento mineral em relação à posição da junção de medição com a bainha metálica em três tipos:

- **Junta quente isolada**: É o tipo mais utilizado de junta quente e caracteriza-se pelo espaço entre a junção dos pares termoelétricos. A bainha também pode ser preenchida por óxido de magnésio, para a obtenção de um tempo de resposta maior que nas demais montagens. Os termos elementos ficam totalmente protegidos do meio externo, garantindo uma maior vida útil ao conjunto, que pode ser usado em ambientes sujeitos a campos elétricos, pois os termos elementos, sendo isolados da bainha, ficam mais imunes a interferências eletrostáticas.
- **Junta quente exposta**: Nesta montagem, a junção dos termos elementos fica exposta ao ambiente de medição, o que diminui muito o tempo de resposta do sensor, mas leva à rápida degeneração dos termos elementos, devido ao contato com o ambiente agressivo, tornando o conjunto vulnerável a ruídos e outras interferências.

- **Junta quente aterrada:** Neste caso, os termos elementos e a bainha são soldados e formam a junta de medição. Assim os fios são aterrados na bainha. O tempo de resposta é um pouco maior que na junção isolada. Como os termo elementos não ficam expostos, pode ser usada em ambientes agressivos, mas não recomendada para ambientes com ruídos causados por campos elétricos, que podem gerar erros de leitura.

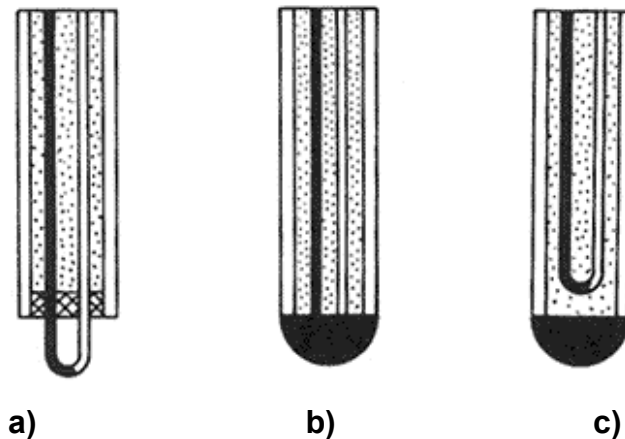


Figura 18: Tipos de junta quente: a) Exposta. b) Aterrada e c) Isolada.

Seleção e instalação de termopares

Um termopar deve ser escolhido tendo-se por base o tipo de ambiente ou processo que se deseja conhecer. Normas que regularizam sua utilização em alguns processos facilitam a aplicação e devem ser consultadas primeiramente. Se não houver menção em norma ao tipo de termopar a ser usado, a decisão deve ser tomada segundo os critérios que se seguem:

- O termopar deve ter faixa de utilização compatível com a faixa de temperatura do sistema ou processo que se deseja medir.
- A precisão do termopar deve atender às necessidades de controle, exigências da norma reguladora e do responsável pela medição.
- Deve-se escolher o tipo de termopar que apresente a maior potência termoelétrica na faixa de temperatura na qual será aplicado, quando não houver norma que estabeleça exigência diferente.

- A velocidade de resposta do termopar também deve atender às necessidades do responsável pela medição ou exigências da norma. Em alguns processos, a variação de temperatura é bastante rápida e o termopar deve acompanhá-la.

A norma ASTM-E-608/84 sugere limite de temperatura máxima para os termopares de isolamento mineral em relação ao seu diâmetro externo.

DIÂMETRO DA BAINHA EM mm	Temperaturas em °C			
	K	E	J	T
0,50	700	300	260	260
1,00	700	300	260	260
1,50	920	510	440	260
3,00	1070	650	520	310
6,00	1100	820	720	370

Figura 16: Limites de temperatura máxima segundo ASTM-E-608/84

Tempo de resposta

As constantes de tempo a seguir são para termopares com isolamento mineral, submetidos a um gradiente de temperatura de 20°C a 100°C aproximadamente:

DIÂMETRO EXT. DA BAINHA	TIPO DE JUNÇÃO DE MEDIÇÃO	TEMPO DE RESPOSTA EM SEGUNDOS
0,5 mm	Aterrada	0,05
1,5 mm	Aterrada	0,20
1,5 mm	Isolada	0,50
3,0 mm	Aterrada	0,70
3,0 mm	Isolada	1,30
4,5 mm	Aterrada	1,20
4,5 mm	Isolada	2,10
6,0 mm	Aterrada	2,00
6,0 mm	Isolada	4,50

Figura 17: Limites de temperatura máxima segundo ASTM-E-608/84

A instrumentação utilizando termopares é considerada a mais simples dentre a maioria dos sensores industriais, mas é preciso estar atento aos itens mencionados a seguir:

- A norma ASTM-STP-470 B recomenda que a profundidade de imersão do sensor seja no mínimo 10 vezes a do diâmetro externo da proteção, seja esta somente a bainha ou haja alguma proteção extra, para minimizar os erros causados pela condução de calor nesta proteção.

- Os fios e cabos de extensão não podem estar sujeitos a altas temperaturas, pois perdem suas propriedades e geram erros no sistema. Recomenda-se que a ligação entre o termopar e os cabos de extensão ocorra pelo menos 100 mm da parede do processo e não passe por áreas de grande gradiente de temperatura.
- A instalação de termopares no interior de tubos nos quais há fluxo de algum fluido deve ser feita de tal modo que ocorra, nesta posição, o constante movimento do fluido a ser medido, ou seja, não haja um ponto de estagnação para não ocasionar erros de medida ou retardo na resposta.
- Em sistemas nos quais haja a queima de gás ou óleo combustível, a chama não deve atingir diretamente a proteção, evitando erros na medição e redução da vida útil do sensor.
- Se o dispositivo tiver proteção cerâmica, antes de sua instalação em ambiente com temperatura elevada, deve-se pré aquecer os tubos, a fim de evitar o choque térmico e, conseqüentemente, a quebra do tubo.
- A proteção deve ser vedada e fixada ao equipamento que está sendo medido, de forma a evitar o escape de gases e fluido do processo, que podem danificar o sensor, além de causar problemas ao meio ambiente.

2.13 ERROS COMUNS DE MEDIÇÃO

Ruído de sinais

Primeiramente é importante lembrar que ruído é um sinal de origem elétrica que é sobreposto ao sinal medido por um termopar. A natureza deste sinal elétrico é basicamente um campo elétrico ou magnético, geralmente captados pelos cabos e fios dos termopares.

Os ruídos eletrostáticos são produzidos por campos elétricos que, em sua maioria, têm raiz na linha por onde circula a energia elétrica. Tais ruídos

caracterizam-se por uma voltagem cíclica que se sobrepõem ao sinal verdadeiro. Para evitá-los, utilizam-se cabos blindados com proteção aterrada, que devem ter resistência menor que $10\ \Omega$ para serem eficientes. Os sistemas registradores também devem ser aterrados.

Ruídos magnéticos gerados quando uma corrente percorre um condutor ou um motor elétrico, captados quando este campo passa próximo ao sistema de fios de um termopar, podem originar uma corrente elétrica que mascara o sinal medido. Este efeito é minimizado utilizando cabos com pares torcidos (recomenda-se 30 a 33 torções por metro), pois a torção faz com que a corrente induzida se cancele.

Os ruídos podem também ser tratados por hardwares em sistemas de aquisição mais sofisticados ou, ainda na etapa de análise do sinal, ou seja, no pós-processamento do sinal, por softwares específicos.

3 AQUISIÇÃO DE DADOS (DAQ)

Atualmente o computador, pessoal ou industrial, é a plataforma mais utilizada para efetuar sistemas de aquisição, processamento. Entre as principais razões para a sua popularidade pode destacar-se o baixo custo, a flexibilidade, a facilidade de utilização e o seu desempenho. Os sistemas de aquisição de dados (DAQ) através do recurso aos computadores permitem a sua visualização, armazenamento e controlo de diversas grandezas tais como a pressão, temperatura, vazão, deslocamento e etc.

Até o surgimento dos computadores, a aquisição de dados e monitorização de processos eram efetuadas através de sistemas de armazenamento específicos ou controladores lógicos programáveis. Hoje em dia, através do recurso de diversos softwares é possível criar ambientes de trabalho bastante atrativos em diversos tipos de aplicações, tais como: controle de processos industriais, monitoramento de condições ambientais, medições em geral, etc.

Engenheiros e cientistas de praticamente todos os setores, aplicações e regiões do mundo utilizam aquisição de dados (DAQ). Seja para a validação e verificação do protótipo de um projeto, ensino no laboratório de uma universidade, diagnóstico de problemas de funcionamento de máquinas ou controle de um processo de fabricação.

Algumas das atribuições desse sistema:

Pesquisa e análise

- Caracterização e registro de comportamentos ou propriedades
- Descoberta de fenômenos científicos
- Investigação sistemática de novos produtos e projetos

Validação e verificação de projetos

- Confirmação de que o sistema atende as especificações iniciais do projeto
- Comprovação de que o produto atende as necessidades de seus usuários
- Teste da aderência a um padrão da indústria

Teste de produção e qualidade

- Teste funcional de produtos e sistemas
- Teste "aprovado/reprovado" de qualidade de final de linha de produção
- Verificação de defeitos em produtos e subsistemas

Diagnóstico e reparo

- Identificação das causas das falhas
- Resolução manual e de problemas específicos
- Caracterização de sistemas com problemas de funcionamento
- Monitoramento de condição de ativos
- Monitoramento contínuo do equipamento por períodos prolongados
- Identificação de problemas antes da ocorrência da falha
- Tendências, registros e alarmes em condições de erro

Controle e automação baseados em PC

- Controle de processos sem interação humana
- Automação da operação do maquinário
- Controle em malha aberta ou malha fechada, como o PID

3.1 OQUE É AQUISIÇÃO DE DADOS

A aquisição de dados, através do recurso aos computadores pessoais ou industriais, é o processo pelo qual um fenômeno físico real é transformado num sinal elétrico proporcional e convertido num formato digital para posterior visualização, armazenamento, processamento e análise. Em muitas aplicações existentes, a aquisição de dados não se fica apenas na aquisição, mas também compreende ações de controle sobre os sistemas em causa. O controle corresponde ao processo pelo qual os sinais digitais provenientes dos computadores são convertidos em sinais apropriados para atuar em diversos equipamentos de controle: atuadores, relés, válvulas moduladoras, etc.

Um exemplo de processo é forno de recozimento, em que se deseja conhecer o comportamento da temperatura em várias zonas do forno e nas peças que estejam sofrendo tratamento térmico. Outro exemplo poderia ser os esforços sofridos pelo semieixo de uma suspensão veicular em pistas de testes. As informações colhidas poderiam ser usadas posteriormente para simulação em laboratório.

Os processos podem ser de naturezas diversas, podendo-se citar, entre outros:

- Químico;
- Biofísico;
- Industrial;
- Elétrico;

- Mecânico.

3.2 ELEMENTOS FUNCIONAIS DO SISTEMA

As grandezas a serem estudadas e medidas apresentam energia que necessitam ser captadas e convertidas para que possam ser tratadas pelos circuitos eletrônicos, para isso faz-se necessária a utilização de alguns elementos e cada componente vai afetar a exatidão do sistema total de medição e a correta recolha dos dados do processo físico que se pretende monitorizar.

O processamento de um sinal se dá primeiramente com a captação dos sinais através dos sensores e transdutores que passam por um condicionador de sinais para que as especificações (corrente, tensão e impedância) da placa de aquisição sejam cumpridas. Esses dados analógicos são convertidos para digitais e processados pela placa, sendo esse processamento resultante em alguma possível correção no sistema onde é enviado um sinal digital que é convertido para analógico na placa de aquisição que através de atuadores atuam no sistema, o importante é que todos esses elementos interajam entre si.

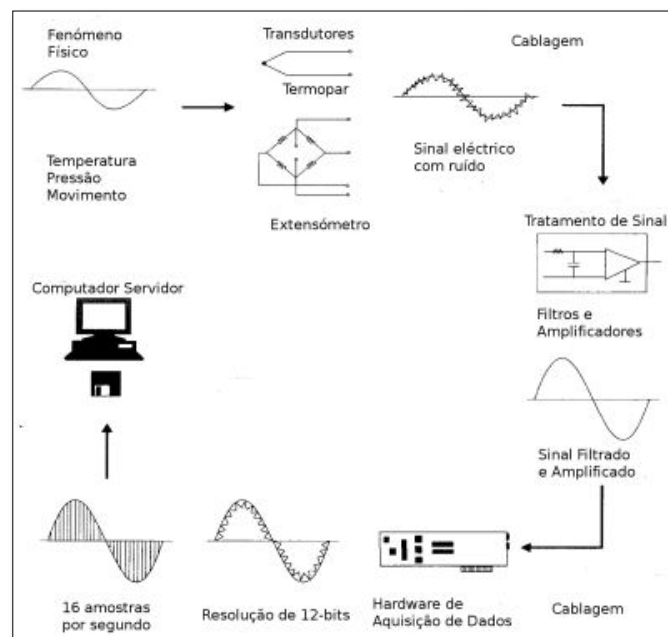


Figura: Esquema do sistema de aquisição de dados

Sensores

São dispositivos que mudam seus comportamentos sob a ação de uma grandeza física, podendo fornecer diretamente ou indiretamente um sinal que indica esta grandeza. Quando operam diretamente, convertendo uma forma de energia neutra, são chamados transdutores. Os de operação indireta alteram suas propriedades, como a resistência, a capacitância ou a indutância, sob ação de uma grandeza, de forma mais ou menos proporcional.

Configuração de ponte:

A configuração da ponte é necessária para definir os demais elementos dos sensores de quarto e meia ponte, compreendendo então uma ponte de Wheatstone de quatro resistores. Condicionadores de sinal de Strain Gage normalmente fornecem redes de elementos para definição de meia-ponte, consistindo em resistores de referência de alta precisão. Esses resistores fornecem uma referência fixa para detecção de pequenas variações de tensão nos resistores ativos.

	Amplificação	Atenuação	Isolação	Filtragem	Excitação	Linearização	CJC	Completação de ponte
Termopar	✓		✓	✓		✓	✓	
Termistor	✓		✓	✓	✓	✓		
RTD	✓		✓	✓	✓	✓		
Strain Gage	✓		✓	✓	✓	✓		✓
Carga, pressão e torque (mV/V)	✓		✓	✓	✓	✓		
Carga, pressão e torque (± 5 V, ± 10 V, 4-20 mA)	✓		✓	✓	✓	✓		
Acelerômetro	✓		✓	✓	✓	✓		
Microfone	✓			✓	✓	✓		
Proxímetro	✓			✓	✓	✓		
LVDT/RVDT	✓		✓	✓	✓	✓		
Alta tensão		✓	✓					

Figura: Condicionamento de sinal para diferentes tipos de sensores.

Cabos

Os cabos interligam os sensores, condicionadores e placas de conversão A/D nos microcomputadores.

Conversor A/D

O conversor A/D converte um sinal analógico em dado digital. O sinal digitalizado pode então ser manipulado pelo microcomputador.

Condicionadores

Os sinais elétricos gerados nos sensores e transdutores muitas vezes necessitam de ser convertidos numa forma apropriada para o equipamento de aquisição, particularmente para o conversor analógico-digital (A/D), que converte sinais elétricos em códigos digitais que podem ser processados e armazenados pelos computadores. O condicionamento de sinal também é o elemento funcional responsável pela alimentação de energia, essencial para que muitos transdutores possam operar. As principais funções do condicionador são:

- **Amplificação ou atenuação:** Os sinais de baixa intensidade como os dos termopares, por exemplo, devem-se amplificar para aumentar a resolução e reduzir o ruído. Para uma maior precisão, o sinal deve ser amplificado de forma, que a tensão máxima do sinal a ser condicionado coincida com a tensão máxima de entrada do conversor A/D;
- **Filtragem:** O objetivo de um filtro é remover os sinais indesejados do sinal que se está a medir. Se esses sinais não forem removidos, estes surgirão erroneamente com os sinais da largura de banda de entrada do equipamento.
- **Isolação galvânica:** Através da utilização de módulos de condicionamento de sinal isolados elimina-se o curto de terra e garante que os sinais são adquiridos com precisão.
- **Linearização:** É necessária quando os sensores produzem sinais de tensão que não estão linearmente relacionados com a medição física. A linearização é o processo de interpretar o sinal medido pelo sensor. O Termopar é um exemplo clássico de um sensor que requer linearização.
- **Excitação:** A excitação é necessária para muitos tipos de transdutores. Por exemplo, StrainGages, acelerômetros, termistores e medidores de temperatura por resistência (RTDs) necessitam da excitação de tensão ou corrente externa. Medições de RTD e termistores são normalmente feitas com uma fonte de corrente que converte a variação na resistência em uma tensão mensurável. Acelerômetros normalmente possuem um amplificador integrado, na qual requer uma corrente de excitação fornecida pelo dispositivo de medição. StrainGages, que são dispositivos de resistência muito baixa, são usados tipicamente em uma configuração de ponte de Wheatstone com uma fonte de tensão de excitação.

Microcomputadores e Programas

O microcomputador realiza a aquisição de dados com o conversor A/D através de programas específicos como, por exemplo, o AqDados.

3.3 O CONVERSOR A/D

As grandezas analógicas são aquelas cujas medidas podem assumir uma infinidade de valores. O mundo físico apresenta diversos exemplos de grandezas analógicas:

- a posição de um carro na pista;
- a força de tração num cabo de aço;
- a corrente elétrica consumida por um equipamento;
- a força numa mola;
- a temperatura ambiente, etc.

Na figura é exemplificada a conversão A/D de um sinal de força utilizando-se um conversor A/D de 4 bits (com $2^4 = 16$ níveis) e com faixa de entrada de ± 5 volts.

A taxa de amostragem utilizada é de 10 amostras por segundo (10 Hz). Observe que os pontos de intersecção das retas da grade correspondem ao conjunto de valores discretos que podem ser obtidos para a dada taxa de amostragem e resolução do conversor A/D.

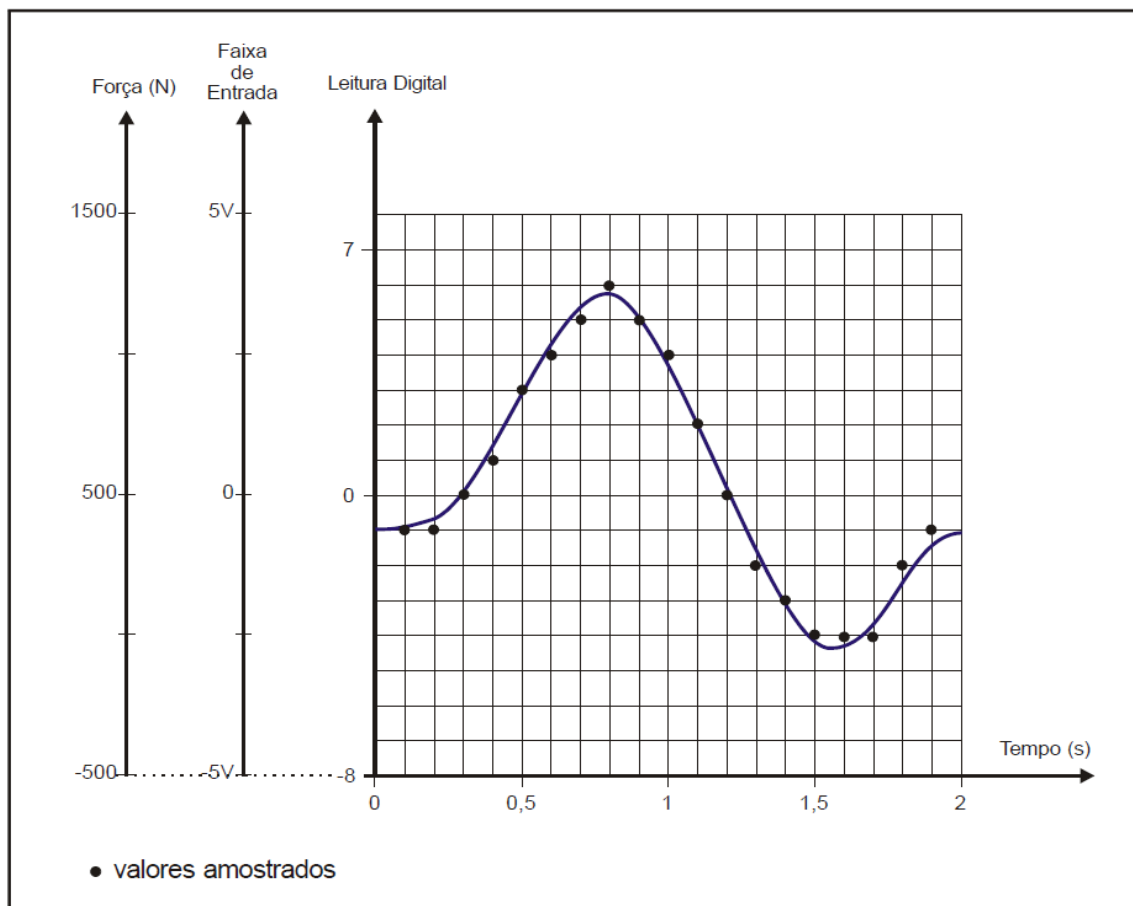


Figura: Gráfico de Taxa de amostragem 10 amostras / s.

3.4 FAIXA DE ENTRADA E RESOLUÇÃO

A faixa de entrada é um parâmetro associado à resolução e informa a faixa de tensões e/ou correntes que a placa conversora A/D consegue representar numericamente. Esta faixa pode ser de ± 5 V, 0 a 5 V, ± 10 V, 0 a 20 mA, etc.

Quando os sinais de entrada não forem adequados para as faixas de entrada disponíveis na placa A/D será necessário condicioná-los (amplificar ou atenuar) antes de conectá-los na entrada da placa A/D. A figura a seguir mostra exemplos onde o condicionamento do sinal faz-se necessária.

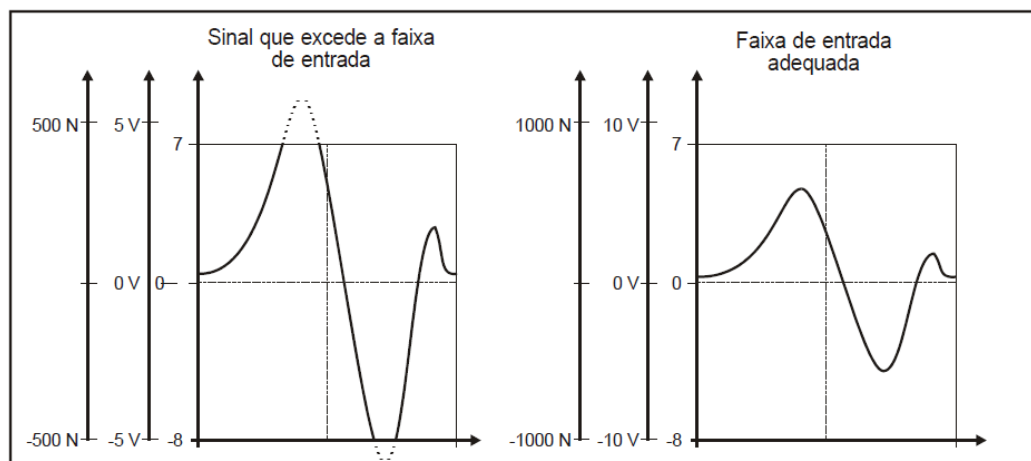


Figura: Ajuste de escala necessária para visualizar a Faixa de Entrada.

A resolução de um conversor A/D indica a menor variação do sinal analógico que o conversor pode detectar. É geralmente indicada em termos de número de bits.

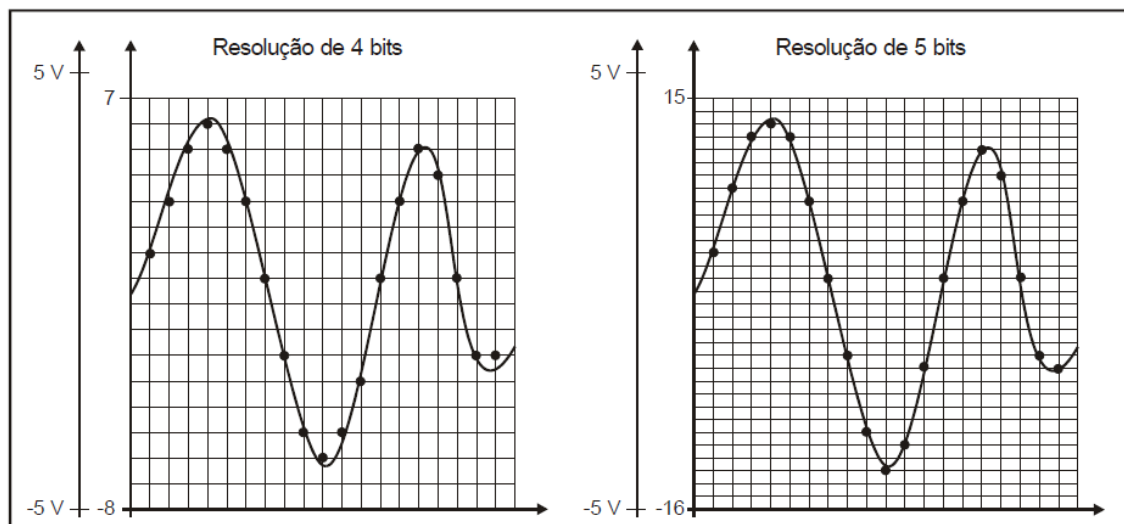
Um conversor com faixa de entrada ± 5 V e resolução de 4 bits podem representar o sinal de entrada em 16 (24) níveis e detectar variações de 625 mV (10 V dividido por 16 níveis). Já o conversor de 5 bits pode representar o mesmo sinal em 32 níveis e detectar variações de 312,5 mV.

A Eletroencefalografia (EEG) é o estudo do registro gráfico das correntes elétricas desenvolvidas no encéfalo, realizado através de eletrodos aplicados no couro cabeludo, na superfície encefálica, ou até mesmo dentro da substância encefálica.

O sinal Eletromiográfico (EMG) é o estudo ou método que visa o registro gráfico ou sonoro das correntes elétricas (fenômenos bioelétricos) geradas nas membranas celulares de um músculo esquelético em fase de repouso.

A figura seguinte mostra o mesmo sinal lido por conversores com resolução de 4 e 5 bits.

Comparando-se os dois conversores, que possuem a mesma faixa de entrada, observa-se que o de maior resolução permitirá detectar variações menores no sinal de entrada.



Numa aplicação prática o sinal de entrada do conversor A/D varia no decorrer do tempo e o que se deseja é registrar esta variação. Como a capacidade de armazenamento de um computador é finita, o registro não é contínuo e sim discreto.

Adiscretização é feita através da amostragem do sinal a intervalos regulares. O inverso desse intervalo é a taxa de amostragem. Por exemplo, para uma taxa de amostragem de 100 amostras por segundo (ou seja, 100 Hz), o intervalo entre as amostras é de 10 ms (ou seja, 1/100 de segundo). A taxa de amostragem é equivalente à resolução da conversão A/D, só que aplicada ao tempo.

Aplicação	Banda do Sinal	Frequência de Amostragem
Temperatura em fornos	muito baixa	menor que 5 Hz
Máquinas rotativas de baixa rotação	100 Hz	1kHz a 5 kHz
Suspensão de veículos	menor que 20 Hz	200 Hz a 500 Hz
Qualidade de energia elétrica	1800 Hz	6 kHz
Esforços e vibrações em pontes	100 Hz	200 Hz a 500 Hz
Potencial cardíaco (ECG)	80 Hz	200 Hz a 500 Hz
Pressão cardíaca	20 Hz	100 Hz a 300 Hz
Fluxo respiratório	2 Hz	10 Hz
EEG	100 Hz	200 Hz a 500 Hz
EMG	0-20 Hz a 0-5 kHz	500 Hz a 10 kHz
EMG com estimulação	5000 Hz	10 kHz a 20 kHz

Multiplexagem

A maioria das placas de conversão A/D possui diversos canais de entrada analógica, mas um único conversor A/D. Para a leitura de cada canal de entrada é necessário conectá-lo ao conversor A/D, o que é feito através de uma chave eletrônica denominada Multiplexador.

3.5 FATORES DE ESCALA

Como já visto anteriormente, a grandeza física a ser medida é convertida em tensão elétrica (através de um sensor/transdutor) que é então aplicada no conversor A/D que converte o sinal analógico de tensão elétrica em uma informação digital (número que pode ser manipulado pelo computador). Esse número é proporcional à tensão elétrica na entrada do conversor.

Conhecendo-se a faixa de entrada e a resolução do conversor A/D, pode-se calcular a tensão elétrica na entrada do conversor a partir do valor digitalizado.

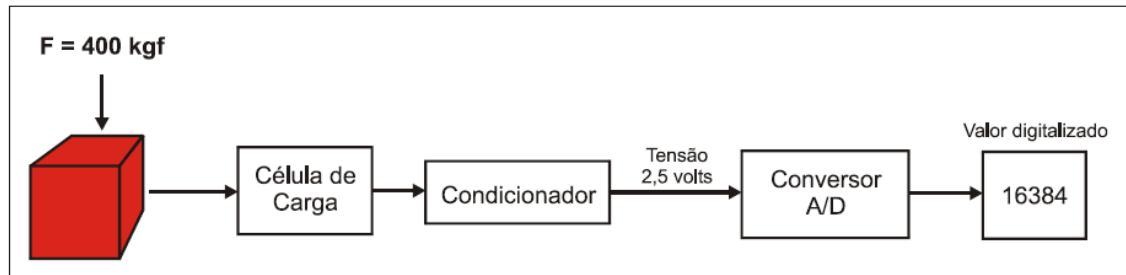


Figura 5 – Exemplo de um sistema para calcular a tensão elétrica.

Como a grandeza de interesse, em geral, não é tensão elétrica, a medida da grandeza não pode ser obtida diretamente, sendo necessária efetuar a conversão do dado digitalizado para o valor da grandeza.

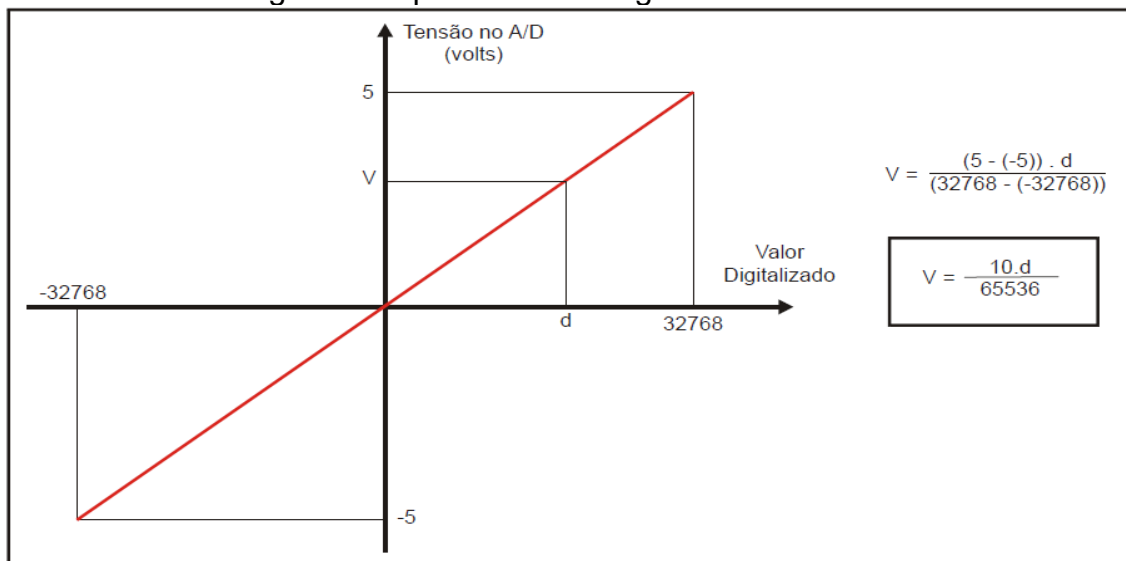


Figura: Conversão de unidades.

3.6 COMPENSAÇÃO DE JUNTA FRIA

A compensação de junção fria (CJC) é uma tecnologia necessária para medições precisas com termopar. Os termopares medem a temperatura por meio da diferença de tensão entre dois metais com características diferentes. Baseado

nesse conceito, outra tensão é gerada na conexão entre o termopar e o terminal do seu dispositivo de aquisição de dados. A CJC melhora a exatidão da sua medição fornecendo a temperatura nessa junção e aplicando a correção apropriada.

3.7 CONFIGURANDO CANAIS TIPO TERMOPAR

Os sinais de termopares são tensões às vezes muito baixas para serem lidas diretamente por um conversor A/D. Por isso, normalmente há uma amplificação do sinal do termopar para que o mesmo se ajuste à faixa de entrada do conversor A/D.

De qualquer modo, nos campos Limite Superior e Limite Inferior, devem ser especificados valores em milivolts (mV), correspondentes aos respectivos limites da faixa de entrada do conversor A/D. No campo Unidade especifique "°C", pois esta será a unidade da grandeza após a linearização.

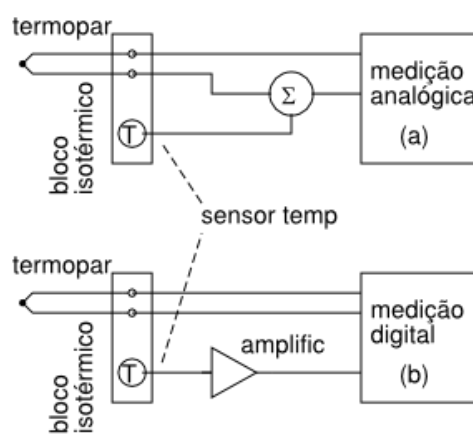


Figura: Amplificação do sinal.

Ex.: apresenta-se a seguir um exemplo de configuração de canal tipo termopar.

Exemplo: seja um sensor tipo E. Suponha que após o condicionamento (amplificação) do sinal original, a faixa de entrada para o conversor seja ± 10 V, correspondentes à faixa de -100 a 100 mV.

Tipo: selecione "TMP E".

Lim. Inferior: -100

Lim. Superior: 100

Faixa do A/D: ± 10 V.

Seja também um sensor de junta fria que forneça um sinal na faixa de ± 5 V, para valores da grandeza entre -50 e 50 °C. Os campos correspondentes ao canal da junta fria devem ser configurados da seguinte forma:



Figura: Classificação dos Termopares.

Tipo: selecione "JuntaF".

Lim. Inferior: -50

Lim. Superior: 50

Faixa do A/D: ± 5 Volts.

Descrição

Suponha que o termopar forneça um sinal de 45.7 mV. Se o sensor de junta fria informa uma temperatura de 38.5 °C, a tensão correspondente a essa temperatura, cerca de 2,3mV (preenchida automaticamente pelo AqDados ou obtida na tabela de linearização do termopar tipo E), deve ser somada à tensão fornecida pelo termopar antes de se calcular a temperatura indicada pelo termopar. Assim, a temperatura real medida seria correspondente a $45.7 + 2.3 = 48.0$ mV, que corresponderia aproximadamente 636 °C.

A linearização descrita acima ocorre automaticamente durante a apresentação gráfica ou numérica do sinal. Assim, uma leitura de 45.7 mV, à temperatura de junta fria de 38.5 °C será sempre apresentada como 636 °C quanto o tipo do canal for "TMP E". Se o tipo do canal for alterado para "linear", então o sinal passará a ser apresentado através de valores em mV (nesse exemplo, seria apresentado o valor 45.7 mV).

3.8 TÉCNICAS DE INSTALAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Ao iniciar o processo de instalação do equipamento, é preciso verificar se o sistema suportará o programa. Nesse caso o mínimo exigido pelo sistema é que seja:

- Processador Pentium 200 MHz;
- 32 MB de memória se for utilizado no *Windows 98/ME*;
- 64 MB de memória se for utilizado no *Windows NT4*;
- 128 MB de memória se for utilizado no *Windows 2000*;
- 256 MB de memória se for utilizado no *Windows XP*;
- Monitor de vídeo com resolução mínima de 800 x 600;
- Interface paralela padrão, mouse e teclado;
- 50 MB de espaço livre no disco rígido para a instalação do programa;

- Recomendamos o uso de disco rígido de pelo menos 2 GB e espaço livre adequado para o armazenamento dos arquivos de aquisição de sinais e/ou para o processamento de sinais;
- Impressora compatível com o *Windows*;
- Placa A/D e/ou sistema de aquisição de dados da “Lynx” com suporte para o “AqDados 7”.

Iniciando o programa, certifique-se que o cabo de energia está corretamente ligado e o cabo que transfere os dados da placa para o computador está conectado. O termopar que se liga a placa tem que estar conectado apropriadamente nos seus devidos polos.

Outro fator importante a ser verificado, é se o Hardkey do equipamento está conectado a entrada USB, ou similar, do computador. O Hardkey funciona como uma proteção do Hardware.

3.9 TESTES INICIAIS

Antes de iniciar os testes de temperatura, é preciso levar em conta todas as condições do ambiente, níveis de água e estado do veículo, sendo que cada um desses fatores influencia nos resultados.

Cada termopar possui suas especificações em relação à temperatura, tendo cada um, uma faixa de temperatura ideal e seus locais de melhor rendimento.

Preparação do Termopar

Na imagem abaixo, podemos observar um termopar instalado no coletor de escape do motor. Através do termopar, teremos a faixa de temperatura em que gases.



Figura: Exemplo de um Termopar instalado para realizar a medição.

O termopar coleta os dados de temperatura e manda para o processamento de dados do programa, onde serão verificadas as variações obtidas no decorrer da análise.

Seleção de termopares

A escolha de termopares para um determinado serviço deve ser feita considerando-se todas as possíveis características e normas exigidas pelo processo.

➤ **Faixa de temperatura**

A faixa de temperatura do termopar deve ser compatível com aquela do processo.

➤ **Potência termoeletrica**

Escolher o termopar que melhor responde ao intervalo de temperatura específico do processo no qual será aplicado.

➤ **Precisão**

Para plena confiabilidade na medida, devemos considerar particularidades importantes que afetam a precisão da medida:

- Homogeneidade dos fios;
- Estabilidade do sinal do termopar;
- Reprodutividade do termopar;

➤ **Condições de trabalho**

Termopar R, S, EeK são fortes contra oxidação, mas fracos para redução. Já os tipos J e T são fortes contra redução e fracos contra a oxidação. Portanto, o termopar escolhido para uso deve obedecer às condições de trabalho do ambiente.

➤ **Velocidade de resposta**

Em certos processos, alguns parâmetros, como velocidade de resposta, definição de ponto de medida e adaptabilidade, constituem-se em pontos de importância, devendo ser cuidadosamente determinados.

➤ **Custos**

Deve-se proceder com rigor na escolha de um termopar em função de um melhor aproveitamento de material disponível em relação ao investimento aplicado.

➤ **Vida útil**

Para aumentar a durabilidade do termopar, devem-se observar as características específicas do meio a ser medido, tais como corrosividade, fluxo de massa, efeitos mecânicos e faixa de temperatura, para então definir área seccional dos fios do termopar, seu tipo e sua proteção mais adequados.

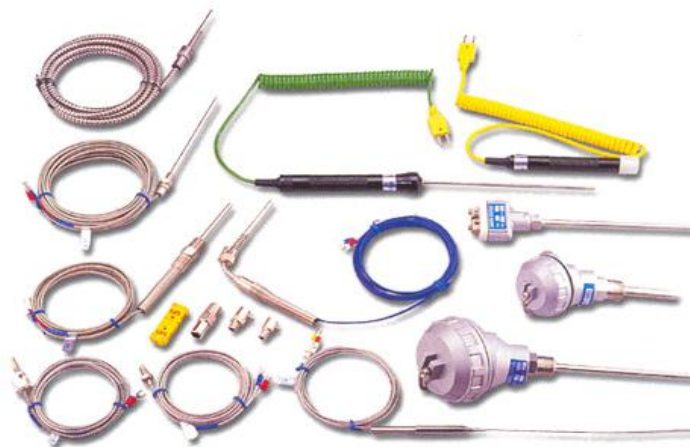


Figura: Termopares e acessórios.

3.10 CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

A curva de resposta de um termopar pode se degradar ao longo do tempo e, ao contrário dos outros instrumentos e sensores, não é possível executar ajustes no sensor. A calibração consiste, basicamente, no levantamento da curva de milivoltagem em relação à temperatura. Portanto, se os valores levantados estiverem de acordo com as normas e a incerteza da classe do termopar, este poderá ser utilizado. Caso contrário, deverá ser descartado. Existem dois métodos de calibração:

Calibração absoluta ou por ponto fixo

Este método baseia-se no levantamento do sinal gerado por um termopar em vários pontos fixos de temperatura, como os pontos de solidificação, ebulição e pontos triplos de substâncias puras, padronizadas atualmente pela ITS-90.

A calibração consiste em verificar a f.e.m. do termopar quando este está submetido a uma temperatura conhecida e comparar o sinal lido e o sinal conhecido, verificando o desvio do sensor. O procedimento deve ser repetido até cobrir toda a faixa de utilização do dispositivo.

Calibração pelo método de comparação

O método baseia-se na comparação dos valores obtidos pelo termopar a ser calibrado e um termopar padrão (geralmente tipo R ou S, ou mesmo uma termo resistência), ambos submetidos às mesmas condições de medição.

O processo, mais simples, é o mais utilizado na indústria, mas requer o uso de um termopar padrão, o conhecimento de sua curva de calibração, um sistema de medição muito preciso (geralmente um multímetro de aplicação laboratorial com valor de significância da ordem de $1\mu V$), além de um forno especial com considerável estabilidade térmica. Da mesma forma que o método por ponto fixo, o sensor deve ser testado na totalidade de sua faixa de utilização e, se forem constatados erros que superem a especificação, deverá ser descartado.

O erro do termopar é definido como o máximo desvio que este pode apresentar em relação a um padrão que é adotado como “padrão absoluto”. O erro do termopar pode ser expresso em graus de temperatura ou em porcentagem da temperatura medida. Por convenção, deve-se sempre adotar o que for maior.

Tipo de Termopares	Faixa de Temperatura	Padrão (Optar pelo Maior)	Especial (Optar pelo Maior)
T	0 à 370°C	+/- 1°C ou +/- 0,75%	+/- 0,5°C ou +/- 0,4%
J	0 à 760°C	+/- 2,2°C ou +/- 0,75%	+/- 1,1°C ou +/- 0,4%
E	0 à 870°C	+/- 1,7°C ou +/- 0,5%	+/- 1°C ou +/- 0,4%
K	0 à 1260°C	+/- 2,2°C ou +/- 0,75%	+/- 1,1°C ou +/- 0,4%
S e R	0 à 1450°C	+/- 1,5°C ou +/- 0,25%	+/- 0,6°C ou +/- 0,1%
B	870 à 1700°C	+/- 0,5%	+/- 0,25%
N	0 à 1260°C	+/- 2,2°C ou +/- 0,75%	+/- 1,1°C ou 0,4%
T	-200 à 0°C	+/- 1°C ou +/- 1,5%	--/--
E	-200 à 0°C	+/- 1,7°C ou +/- 1%	--/--
K	-200 à 0°C	+/- 2,2°C ou +/- 2%	--/--

Figura - Limites de erro para termopares de acordo com a norma ASTM E-230.

Objetivo

- Calibrar um termopar.

Procedimentos

- Em um recipiente coloque água destilada e utilize um ebulidor para aquecê-la até o ponto de ebulição.

- Coloque o termopar na água e aquisite a temperatura medida.
- Em seguida, em outro recipiente, coloque água destilada com bastante gelo, espere a temperatura da água se homogeneizar e realize mais uma medição com o mesmo termopar usado anteriormente.
- Depois de obtidas as temperaturas reais da água, é possível compará-las com as temperaturas de referência. As temperaturas de referência nos pontos de fusão e ebulição são, respectivamente, 0°C e 100°C ao nível do mar. Mudanças na temperatura de ebulição podem ocorrer devido à variação da pressão atmosférica, portanto é necessário também medir a pressão atmosférica atual para maior exatidão na calibração, ou seja, para a altitude de Resende ao invés de usarmos a temperatura de 100°C para a ebulição da água, utilizaremos a temperatura de 98,842°C. Não há mudanças consideráveis na temperatura de fusão, por isso, manteremos o 0°C como temperatura de fusão.
- Agora, crie um gráfico **Real x Ideal** com as temperaturas aquisitionadas e obtenha uma equação do tipo $y = \alpha x + \beta$, no Excel.

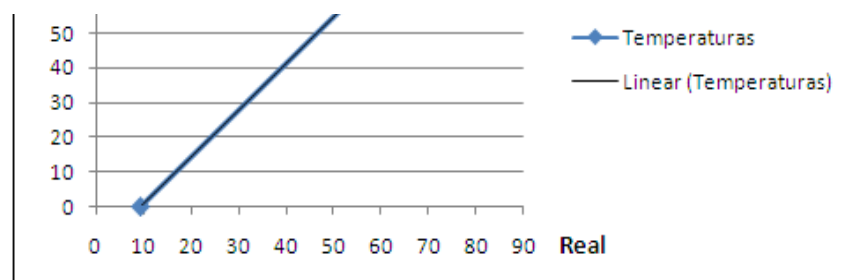


Figura – Exemplo para calibração de um termopar.

- Após a obtenção da equação, que a partir de agora vamos chamar de curva de calibração do termopar, podemos corrigir todas as temperaturas que aquisitionamos com este termopar.
- Nos próximos experimentos realizados no laboratório, as temperaturas aquisitionadas (Reais), representadas pela incógnita X, terão suas respectivas

temperaturas corrigidas (Ideais), representadas pela incógnita Y, seguindo a curva de calibração do termopar.

- Caso haja, alguma dúvida para criar o gráfico, você pode seguir a imagem abaixo:

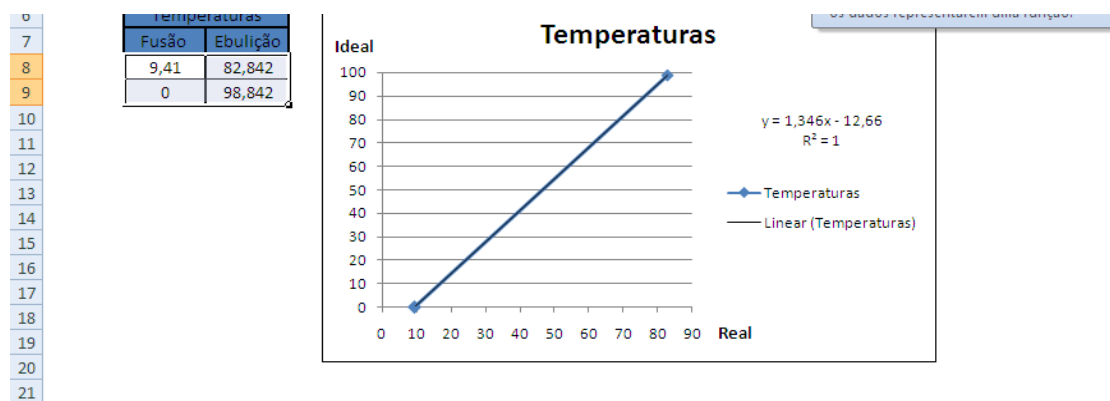
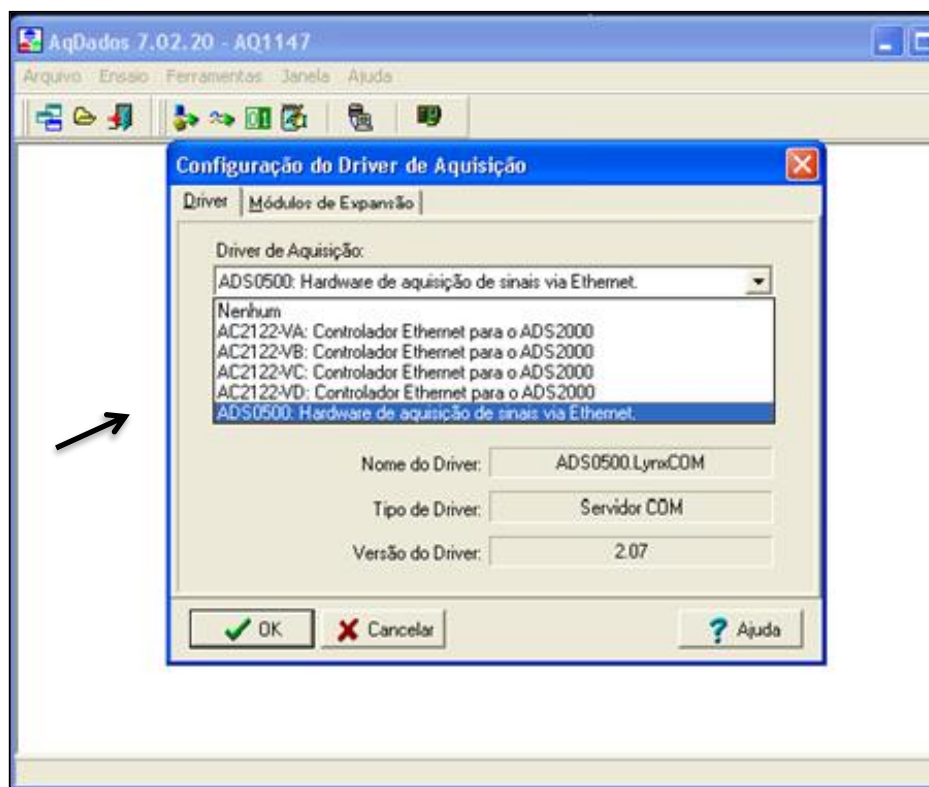


Figura – Gráfico a ser criado.

3.11 REALIZANDO A PARAMETRIZAÇÃO

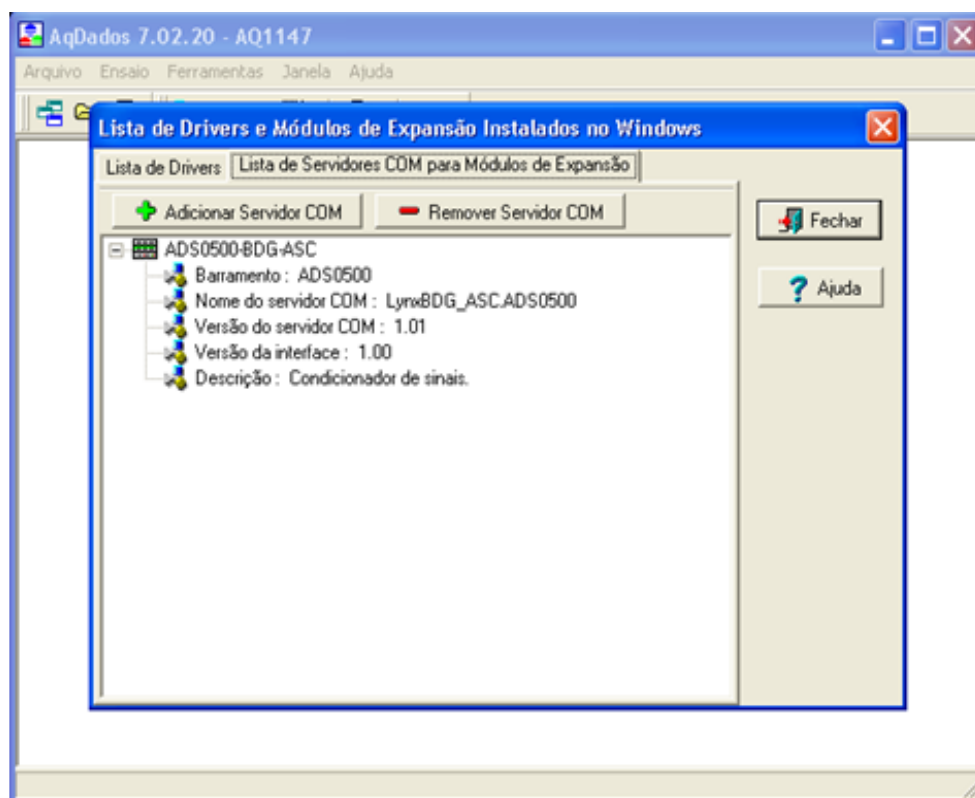
Ao iniciar o programa *AqDados*, é preciso selecionar a placa que será usada para realizar as medições.

Entre em “*Ensaio*”, “*Configuração do Driver de Aquisição*” e selecione a placa, conforme imagem abaixo:



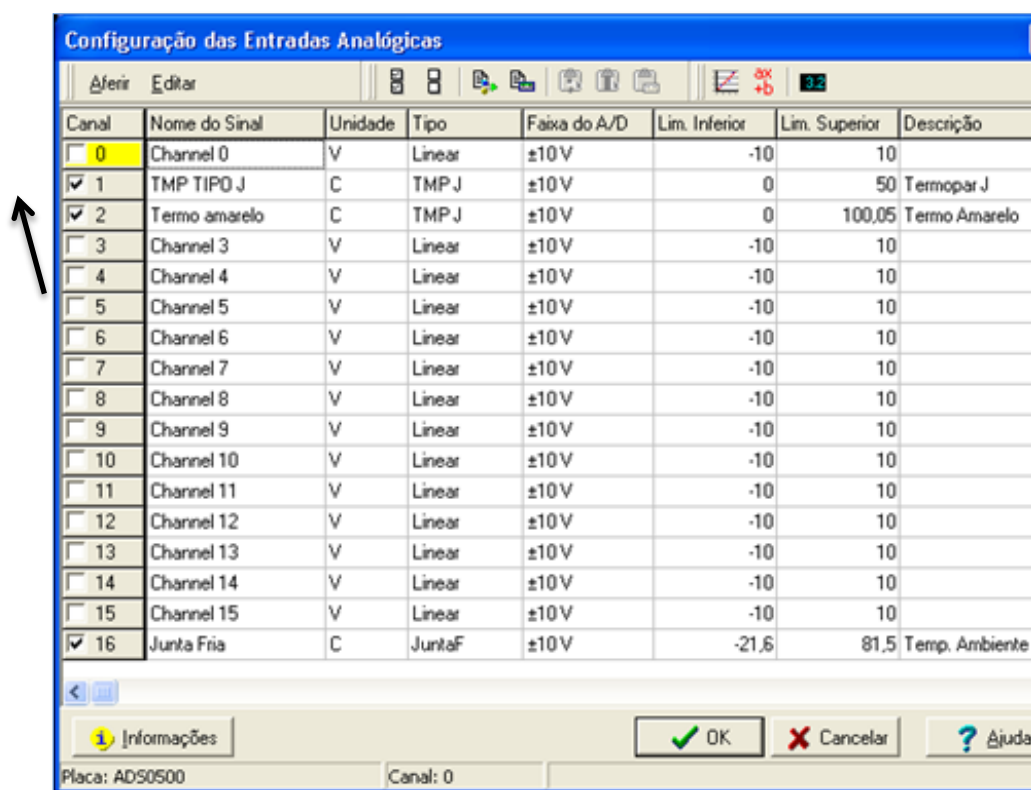
Com a placa selecionada, será preciso ativá-la.

Entre em “*Ensaio*”, “*Lista de Drivers e Módulos de Expansão*” e adicione a placa, selecionada no passo anterior, conforme figura abaixo:



Depois de ativado a placa, será preciso configurar as “Entradas Analógicas” da placa, localizada em “Ensaio”, estabelecendo os canais que serão ativos (indicados na seta), nome do sinal, unidade, tipo de termopar utilizado e a faixa de temperatura com um limite inferior e superior, além de poder editar uma descrição para cada caso.

Conforme figura abaixo:



Para determinar o valor dos limites inferiores e limites superiores, é feito um cálculo para verificar qual a variação de limites a ser utilizado.

Com o valor máximo de temperatura que será realizado no ensaio, é possível determinar o valor em milivolts e então estabelecer uma variação:

$$\frac{10}{\text{Ganho do amplificador}} \times 1000 = \text{limite}$$

Valor de leitura do

Ganho do aplicador para termopares = 300 (Configurado através do switch)

O limite encontrado deve-se adotar positivo para o limite superior e negativo para o limite inferior.

Outra maneira de se obter os limites superior e inferior é através do relatório de calibração fornecido pelo fabricante, junto com a placa.

3.12 EXECUTANDO UM ENSAIO

Depois de concluídas todas as etapas anteriores, precisamos definir qual tipo de aquisição será feita.

Existem três tipos, Aquisição de “Ensaio Simples”, programa para realizar apenas uma aquisição e acionada pelo operador, “Ensaio Múltiplo Programado”, capaz de realizar vários ensaios automaticamente em horários especificados, e “Ensaio Múltiplo Sequencial”, também realiza vários ensaios, mas, o início de cada ensaio é comandado pelo operador.

Parâmetros da Aquisição

Arquivo | Controle | Trigger

Modo de Aquisição: Simplex

Frequência de Amostragem: 1 Hz

Frequência Real: 1,000002 Hz

Duração: 0 dias : 0 : 1 : 0

N° do Primeiro Pacote: 13

N° do Último Pacote: 1

Data de Início: 19/3/2013

Hora de Início: 16:53:46

Intervalo entre Pacotes: 0 horas : 5 minutos

60,00 Amostras/canal Requerido: 1,0005 MB Disponível: 11,033 GB

OK Cancelar Ajuda

No menu “Arquivo”, do “Parâmetros de Aquisição”, é possível escolher onde o ensaio será salvo, editando também seu nome, comentários e notas.

Parâmetros da Aquisição

Arquivo | Controle | Trigger

Nome do Arquivo: C:\Arquivos de programas\Lynx AqDados\ Apostila de MTH\ Teste Inicial.tem

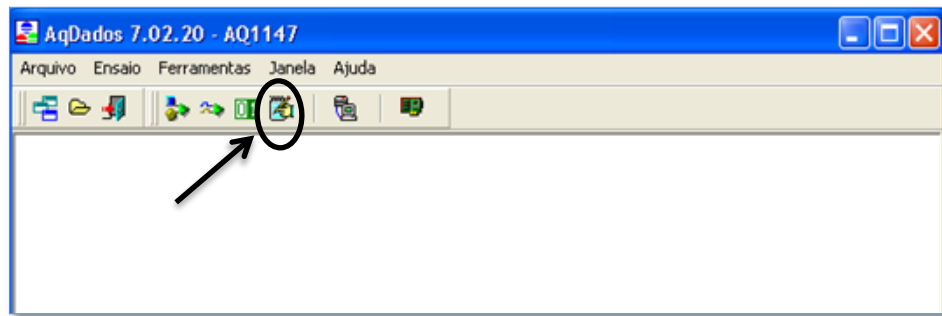
Comentário:

Notas:

1000,00 Amostras/canal Requerido: 1,0076 MB Disponível: 263,87 GB

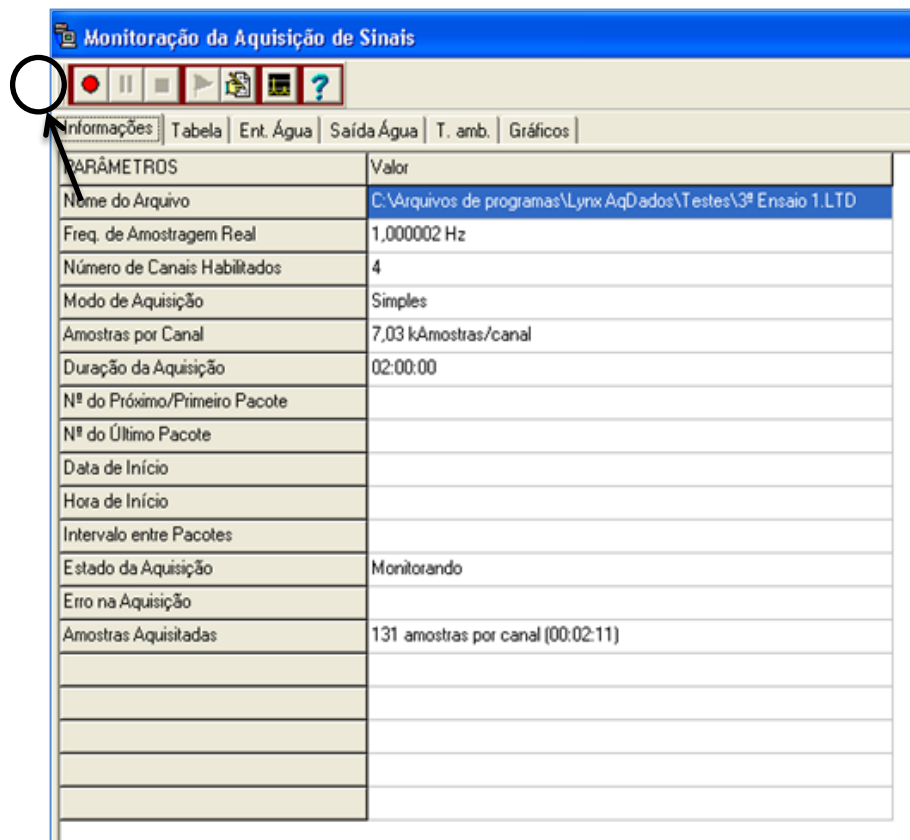
OK Cancelar Ajuda

Após todas as configurações feitas, inicia-se o ensaio através do comando “Executa o Ensaio”.



Ao executar o ensaio, será apresentada a janela seguinte (preenchida). O comando “Iniciar Registro de Aquisição” ao ser acionado iniciará a gravação do ensaio.

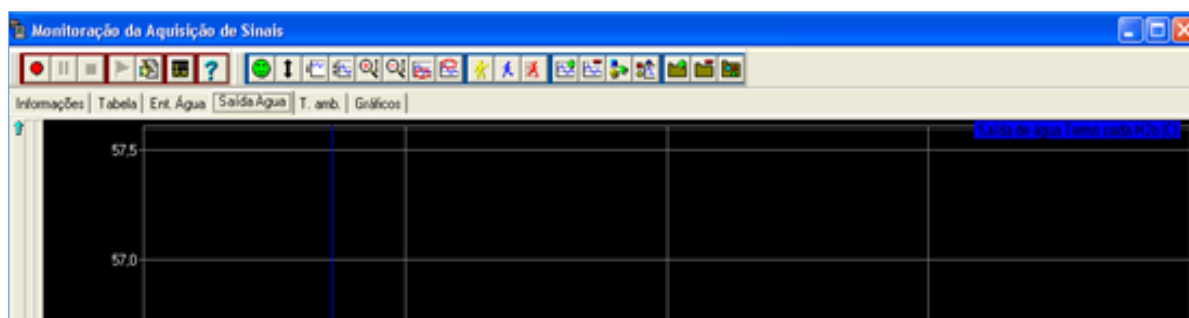
Também é possível visualizar a “tabela”, onde se observa a variação de temperatura, e os “sheets” (Gráficos) de cada canal ativo.

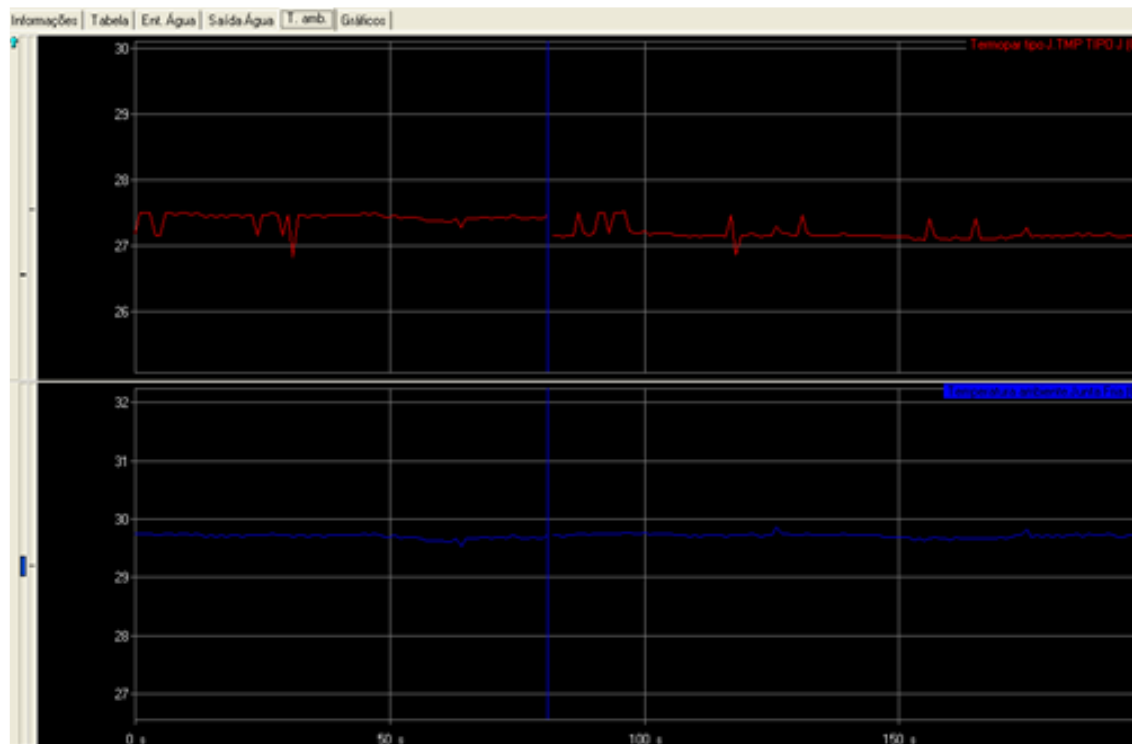


No comando “Tabela” são informados os canais ativos e suas temperaturas no atual momento do ensaio, conforme imagem abaixo:

Monitoração da Aquisição de Sinais					
● ■ ▶ 📄 🖨 ?					
Informações Tabela Ent. Água Saída Água T. amb. Gráficos					
Canal	Nome do Sinal	Valor do A/D	Valor de Eng.	Unidade	Descrição
1	TMP TIPO J	-0,0385 V	27,50	C	Termopar tipo J
3	Termo entr. H2o	0,0452 V	32,34	C	Entrada de água
5	Termo saída H2o	0,4495 V	55,37	C	Saída de água
16	Junta Fria	-0,0394 V	29,747	C	Temperatura ambiente

Na visualização dos gráficos, será possível configurar seu modo de exibição. Ao clicar no botão “Otimizar” (Circulado na imagem abaixo), o gráfico irá mostrar a temperatura naquele momento em função do tempo.





3.13 ANÁLISES DOS DADOS

O processo de Análises dos dados permite o pós-processamento dos resultados encontrados e armazenados na Aquisição de Dados, obtidos em séries temporais, bem como a visualização em forma gráfica ou em forma de tabela de dados dos arquivos.

A janela de consulta possui duas áreas distintas. A área da esquerda relaciona-se à função selecionada (normal, cursor e marcadores) e seu conteúdo depende da função. A área à direita contém as pastas de gráficos e informações dos arquivos que fazem parte da consulta. É permitido visualizar até 4 janelas de consulta simultaneamente.

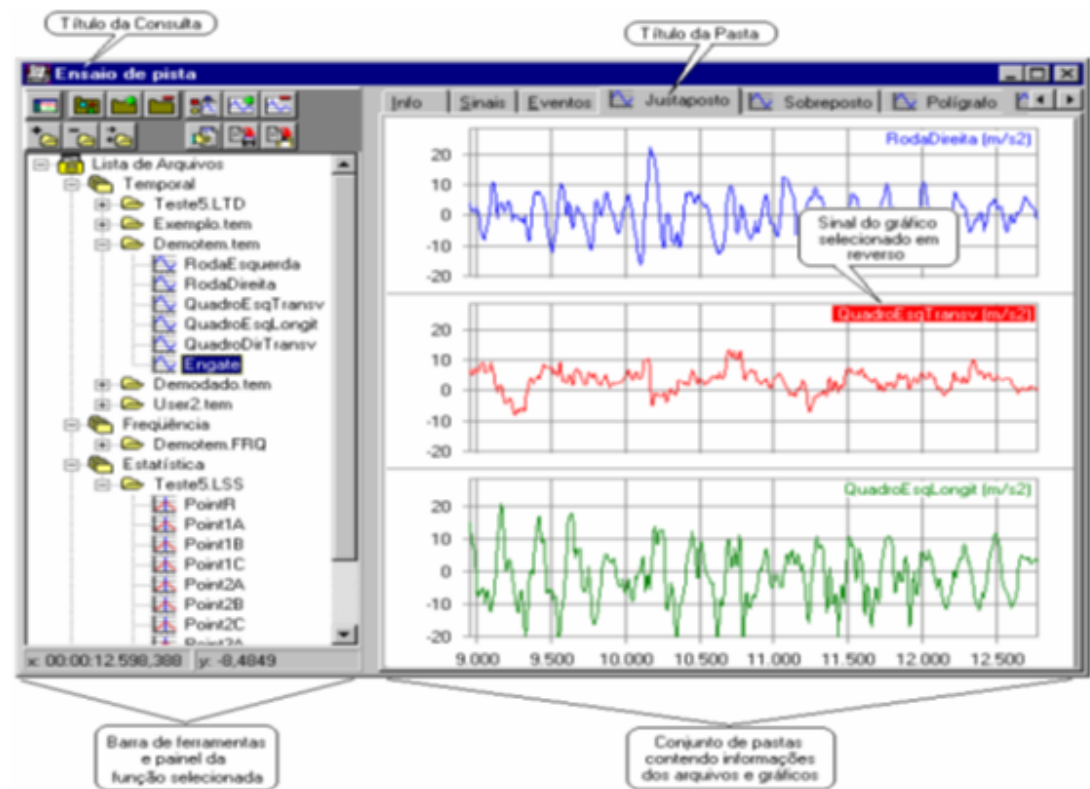
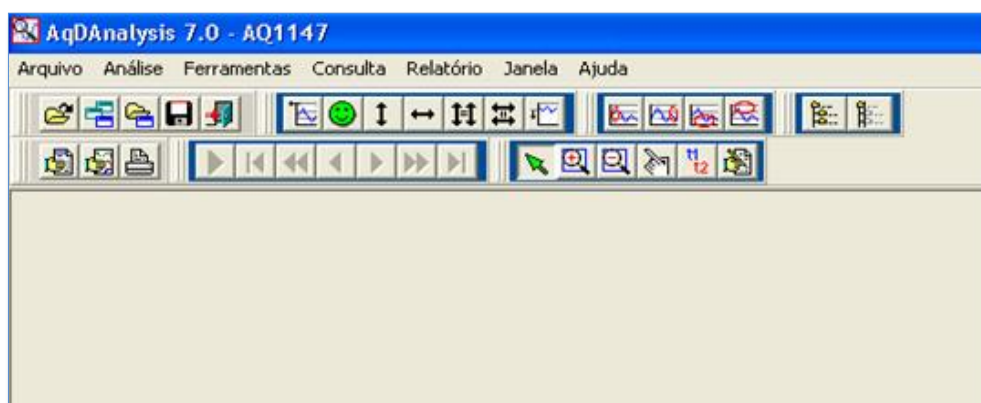


Figura: Iniciando o “AqDAnalysis Dados”.

Ao iniciar o programa “AqDAnalysis”, aparecerá a tela abaixo, na qual será possível abrir um ensaio através do botão “Abrir”, indicado na imagem, abrir outra janela, salvar ou fechar. A tela inicial apresenta outros comandos para configuração dos gráficos que serão explicados a seguir.



Todos os ensaios possíveis de se visualizar no “Análises de Dados”, são de série temporal, ou seja, a forma de ensaio no qual foi realizado. Outras formas de ensaios, só serão possíveis de visualização e configuração, através da instalação do pacote completo do programa.

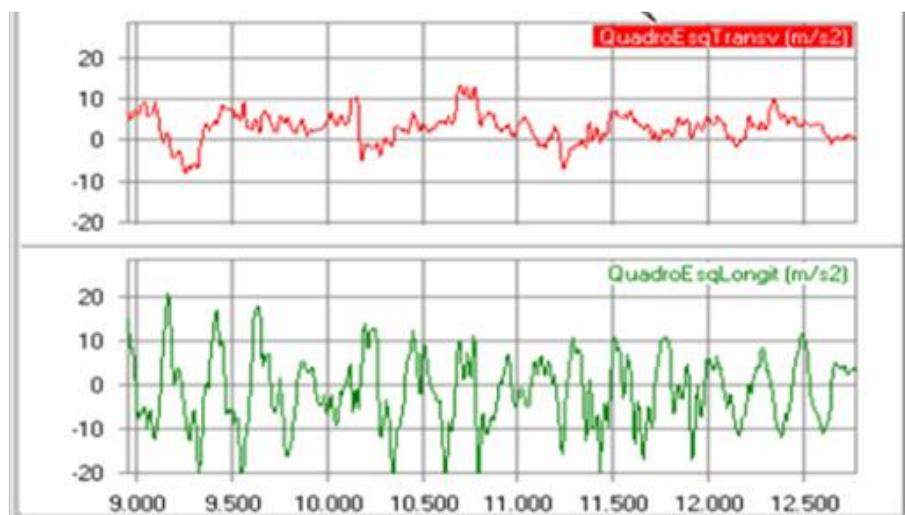
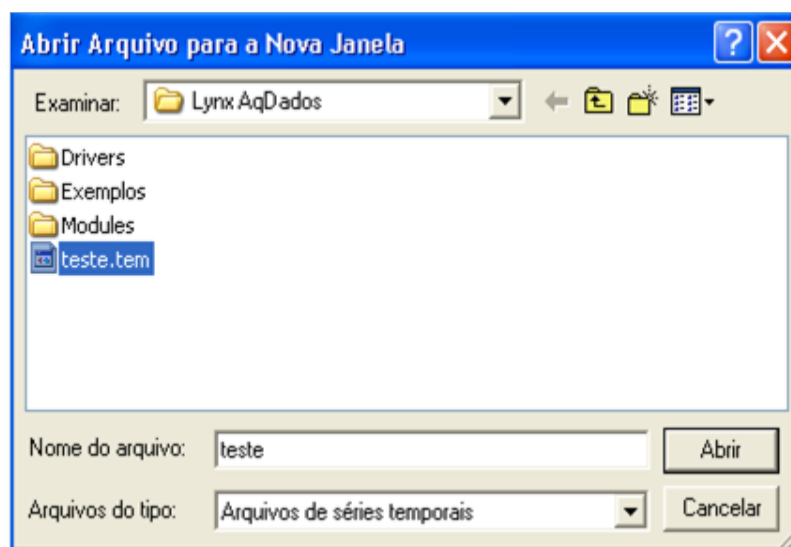


Figura: Exemplo dos gráficos para Análises dos Dados.

Clicando no botão para abrir o ensaio, a seguinte janela abrirá como na figura abaixo, no qual será selecionado pelo nome do arquivo e seu tipo.



Ao abrir o teste, estão disponíveis ferramentas para modificar o gráfico, assim como a Lista de Arquivos no canto esquerdo da tela, ao centro os gráficos de temperatura em função do tempo, permitindo que se abra 4 gráficos simultaneamente.

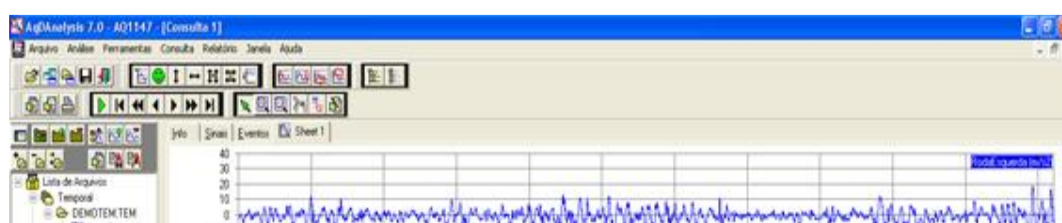


Figura: Ao abrir o Ensaio, serão apresentadas as opções de configuração.

Ferramentas para movimentação dos gráficos, indicada abaixo, em que se pode, ao “Otimizar”, mudar a escala, centralizar o sinal e mover o gráfico para

os lados.



Também é possível executar o ensaio ao decorrer do tempo, indicado abaixo, aplicar zoom, selecionar, inserir comentários e fazer comparações.



Para imprimir o relatório do ensaio, é necessário selecionar os gráficos para a impressão e editar conforme imagem.

Configurar Relatório - Consulta ()

Informações | Layout da Página

Título do Relatório

Instituição: UERJ - FAT - Resende

Área: Lab. Mecânica

Doc. Ref.

Título Campo: Ensaio 1 Título Rodapé: Temperatura

Campo: Demo Rodapé: Tempo

Data.: 10/04/2013 Responsável: Técnico MEC

Subtítulo

Variação Temperatura x Tempo

Observação

Teste 1

Gráficos

Grid: cinza ☒ Coloridos

Altura do fonte (sub-título): 3,0 mm

OK

Cancelar

Ajuda

Salva Padrão

Copia Padrão

Ao visualizar o relatório preenchido, são apresentados também, os nomes de cada sinal, unidade, Limite Inferior e Superior, tempo e temperatura mínima e máxima.

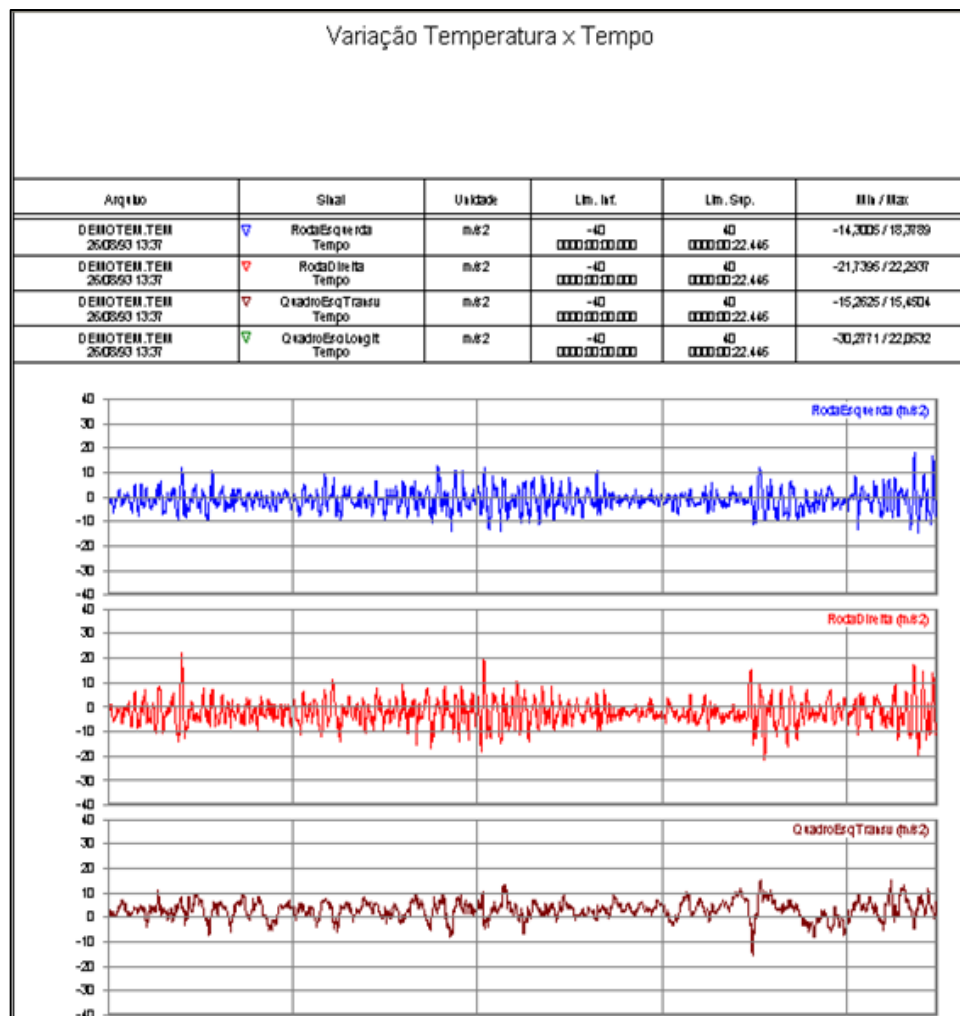
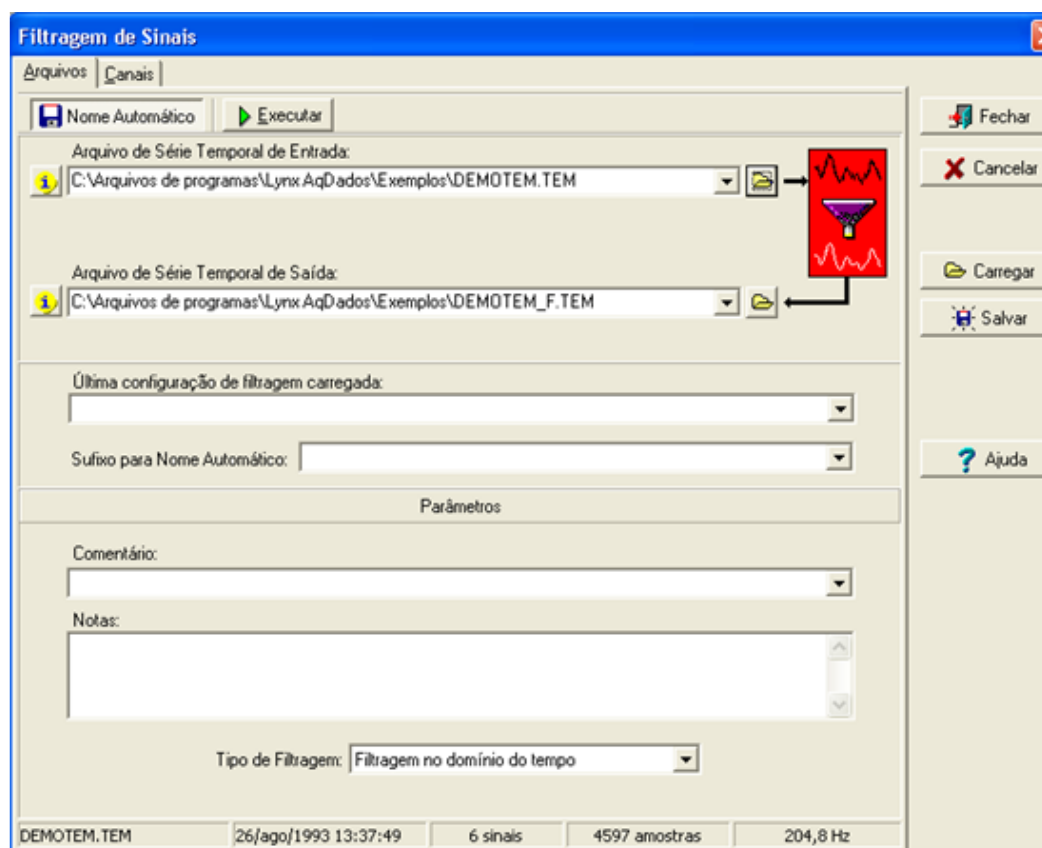


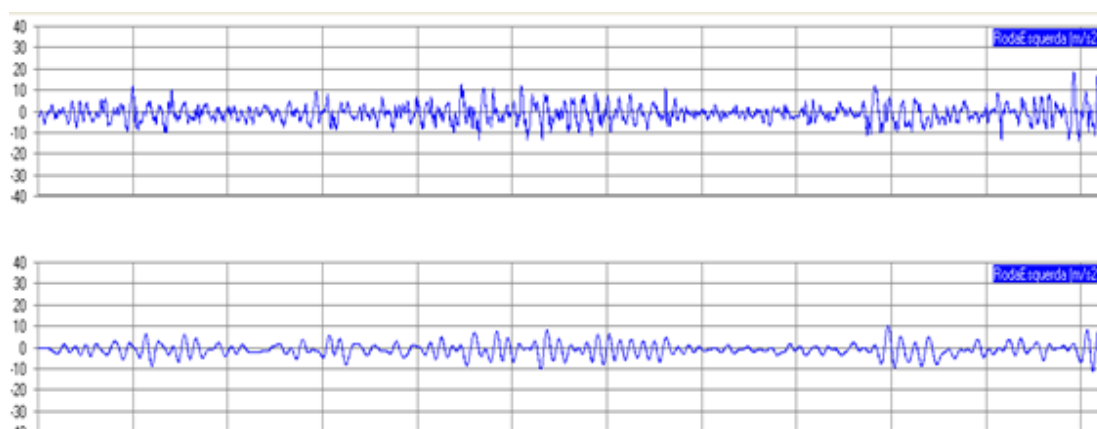
Figura 18 – Visualização da impressão.

Para finalizar a consulta dos resultados, será muito importante realizar a filtragem do sinal, para eliminar qualquer erro que tenha interferido no sinal, como uma queda de temperatura grotesca ou qualquer falha na execução do ensaio.

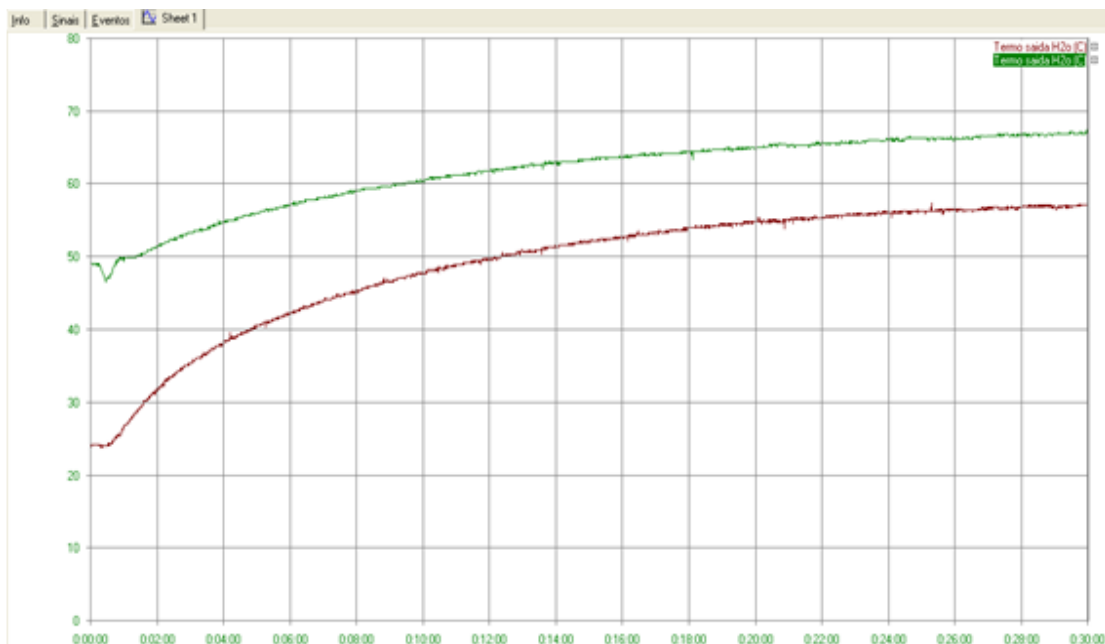
Para selecionar entre em “Ferramentas / Filtragem” e a imagem abaixo será apresentada.



Em exemplo, dois gráficos depois de feito a filtragem, no gráfico de cima sem filtrar e no gráfico de baixo filtrado.



motor acelerado e o sinal com a cor marrom, de um motor na marcha lenta.



Executando o Programa de Instalação do AqDados 7

Se você for instalar o *AqDados* no Windows NT4 / 2000 / XP, antes de iniciar a instalação você precisará efetuar um *logindo* Windows com uma conta com privilégios iguais ao do Administrador.

Para instalar o *AqDados*, siga os seguintes passos:

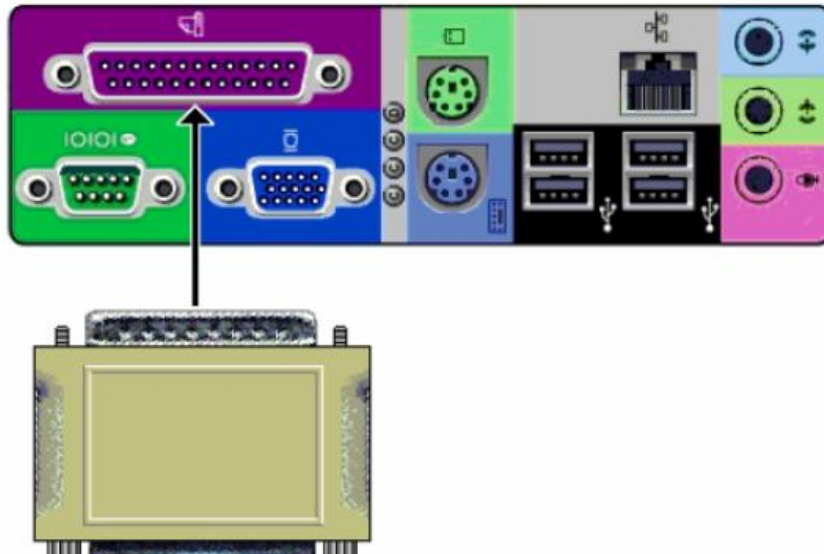
1. Insira o CD do *AqDados 7.02* na unidade de CD-ROM.
2. Se o *Autorun* Windows não rodar, execute o programa **Install.exe** contido no CD.
3. Na janela apresentada, clique sobre **instala o AqDados**.
4. Siga as instruções do programa de instalação.

O programa de instalação irá instalar também o *AqDAnalysis* com o qual você poderá consultar arquivos de séries temporais e imprimir relatórios gráficos desses arquivos. O *AqDAnalysis* possui também funções de manipulação e análise de séries temporais.

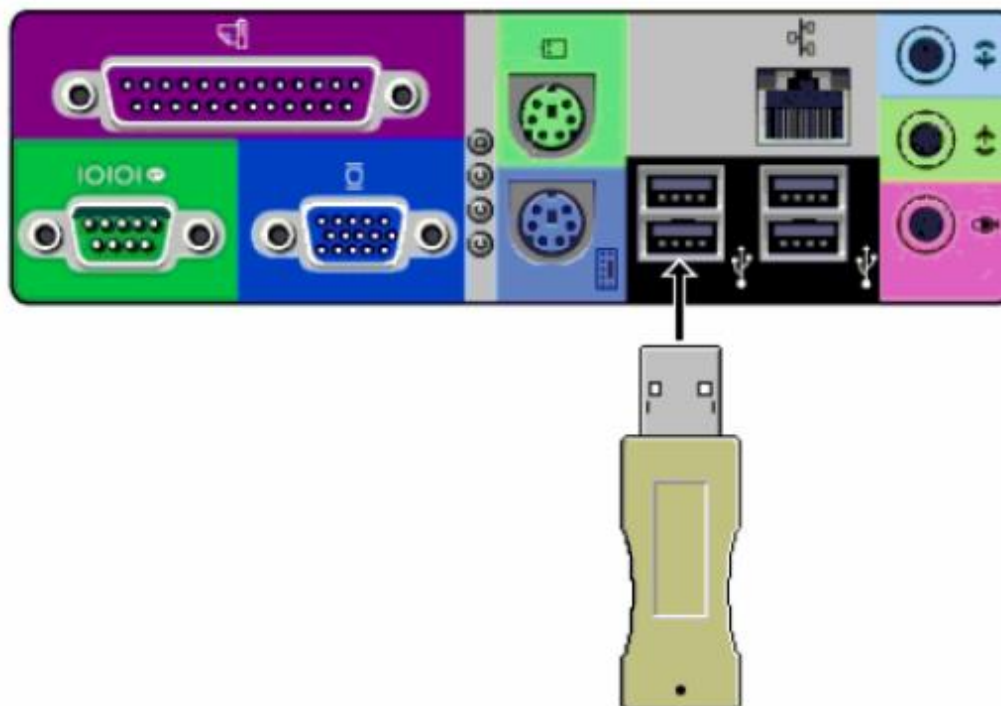
Antes de adquirir dados pela primeira vez com o *AqDados 7*, você precisará instalar o driver de aquisição de sinais correspondente à sua placa A/D. Veja como instalar o driver no decorrer deste capítulo.

3.15 INSTALAÇÃO DO HARDKEY

O programa *AqDados 7* e o *AqDAnalysis* são protegidos por um Hardkey que deve ser conectado na porta paralela do microcomputador como ilustrado na figura abaixo:



Os programas também podem ser fornecidos, alternativamente, com um hardkey para porta USB. Neste caso conecte o hardkey numa porta USB livre conforme ilustrado na figura abaixo:



Quando as condições do meio que envolve um corpo sólido são subitamente mudadas, certo intervalo de tempo transcorrerá até que uma condição de equilíbrio

seja estabelecida no corpo. A condição de equilíbrio é o estado de regime permanente em que a distribuição de temperatura e o fluxo de calor são calculados pelos métodos estudados. No processo transitório de aquecimento ou resfriamento que ocorre antes que o equilíbrio seja estabelecido, a análise deve ser modificada para levar em consideração a variação da energia interna do corpo com o tempo. As condições de contorno também devem ser ajustadas para serem compatíveis com a situação física do problema de transferência de calor em regime transitório. A análise de transferência de calor em regime transitório tem interesse prático significativo devido ao grande número de processos de aquecimento e resfriamento que devem ser estudados em aplicações industriais.

Para analisar o problema de transferência de calor em regime transitório, será avaliado pelo método de separação de variáveis. Para esta solução será inicialmente avaliada através da análise de um caso de geometria simples, no caso uma placa plana será avaliada conforme sequência abaixo:

- Aquecimento de uma placa plana;
- Resfriamento a temperatura ambiente ou resfriamento forçado;
- Monitoramento do resfriamento até estabilização da temperatura;
- Análise dos dados, através de gráficos que serão desenvolvidos pelos alunos.

Para análise inicial, é importante entender que a distribuição de temperatura seja em uma placa plana seja em uma esfera dependerá da condutividade térmica do material e das condições da transferência de calor entre a superfície e o fluido ambiente, isto é, o coeficiente de transferência de calor por convecção. Uma distribuição de temperatura razoavelmente uniforme no material em estudo deverá ser obtida se a resistência a transferência de calor por condução for pequena se comparada a resistência de convecção na superfície, de tal forma que o gradiente de temperatura ocorra através da película de fluido junto a superfície. Resumindo, a análise de parâmetros concentrados admite que a resistência interna do corpo é desprezível em comparação com a resistência externa.

Para análise será considerada a equação:

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}} = e^{-(hA/\rho cV)\tau}$$

Onde:

- T Temperatura para análise de estudo, ou temperatura fim “°C”;
- T_{∞} Temperatura do fluido de troca térmica “°C”;
- T_0 Temperatura inicial “°C”;
- H Coeficiente convectivo do fluido “W/m²”;
- A Área da superfície “m²”;
- ρ Massa específica “Kg/m³”;
- V Volume da superfície “m³”;
- τ Tempo para realização do evento (aquecimento ou resfriamento) “seg”;
- C Calor específico “KJ/Kg °C”.

Para justificar a análise de Parâmetros Concentrados, é necessária que a distribuição de temperatura ao longo de todo o corpo sólido seja uniforme, esta condição é equivalente a dizer que a resistência superficial de convecção é grande comparada a resistência interna de condução. E esta análise fornece estimativas razoáveis quando é satisfeita a condição:

$$\frac{h(V/A)}{k} < 0,1 = \text{número de Biot} = Bi$$

Observação:

Para ambos os materiais, serão utilizados termopares do tipo K.

4.1 CONVECÇÃO NATURAL PARA PLACA DE ALUMÍNIO

Para realização do teste e análise dos dados através da convecção natural de uma placa plana, serão desenvolvidas as seguintes etapas:

PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS do material “alumínio”, adquiridos conforme Holman, 1983:

$$C_p = 0,896 \text{ KJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 2.707 \text{ Kg/m}^3$$

$$k = 206 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

4.1.1 DETALHES DA PLACA PLANA:

$$x = 69 \text{ mm}$$

$$y = 10 \text{ mm}$$

$$z = 160 \text{ mm}$$

$$\text{Área da Superfície} = 2(x \times y + x \times z + y \times z) = 0,0266 \text{ m}^2$$

$$\text{Volume} = x \times y \times z = 0,0001104 \text{ m}^3$$

4.1.2 PREPARAÇÃO DA TABELA DE CONTROLE E MONITORAMENTO:

Valores que serão medidos:

Inserir na tabela, uma função macro que calcule o coeficiente convectivo a cada leitura.

Insira na tabela, também, o tempo, a Temperatura Ambiente, a Temperatura da Superfície da placa (transiente) e o cálculo de Biot para cada coeficiente convectivo.

Convecção Natural											
Data:											
Intervalo (s)		00:10									
Termopar	Nº das aquisições	1	Corrigida	2	Corrigida	3	Corrigida	4	Corrigida	5	Corrigida
Tempo de teste		00:00									
Nº	Local	00:00	Corrigida	00:10	Corrigida	00:20	Corrigida	00:30	Corrigida	00:40	Corrigida
45	Ambiente (°C)		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561
46	Superfície (°C)		-1,6889		-1,6889		-1,6889		-1,6889		-1,6889
47	Superfície (°C)		-1,2092		-1,2092		-1,2092		-1,2092		-1,2092
	Umidade (%)										
	ΔT 46 (°C)		0,0672		0,0672		0,0672		0,0672		0,0672
	ΔT 47 (°C)		0,5469		0,5469		0,5469		0,5469		0,5469

4.2 CONVECÇÃO FORÇADA PARA PLACA DE ALUMÍNIO

4.2.1 OBJETIVO:

A partir da ventilação forçada sobre a placa, calcular o novo valor de h.

Os mesmos parâmetros da convecção natural serão usados aqui, porém será adicionada a velocidade do vento que passa pelo experimento.

Convecção Forçada											
Data:											
Intervalo (s)		00:10									
Termopar	Nº das aquisições	1		2		3		4		5	
	Tempo de teste	00:00	Corrigida	00:10	Corrigida	00:20	Corrigida	00:30	Corrigida	00:40	Corrigida
Nº	Local										
45	Ambiente (°C)		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561
46	Superfície (°C)		-1,6889		-1,6889		-1,6889		-1,6889		-1,6889
47	Superfície (°C)		-1,2092		-1,2092		-1,2092		-1,2092		-1,2092
	Umidade (%)										
	Velocidade Do Vento (m/s)										
	ΔT 46 (°C)		0,0672		0,0672		0,0672		0,0672		0,0672
	ΔT 47 (°C)		0,5469		0,5469		0,5469		0,5469		0,5469

4.3 CONVECÇÃO LOCAL ESFERA DE COBRE:

Para realização do teste e análise dos dados através da convecção natural de uma esfera, serão desenvolvidas as seguintes etapas:

PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS do material “cobre”, adquiridos conforme Holman, 1983:

$$Cp = 0,383 \text{ KJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 8.954 \text{ Kg/m}^3$$

$$k = 379 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

4.3.1 DETALHES DA ESFERA:

Diâmetro = 40 mm

$$\text{Área da Superfície} = 4 \times \pi \times r^2 = 0,005026 \text{ m}^2$$

$$\text{Volume} = \frac{4}{3} \times \pi \times r^3 = 3,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Convecção Natural											
Data:											
Intervalo (s)		00:10									
Termopar	Nº das aquisições	1		2		3		4		5	
	Tempo de teste	00:00	Corrigida	00:10	Corrigida	00:20	Corrigida	00:30	Corrigida	00:40	Corrigida
Nº	Local										
45	Ambiente (°C)		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561
48	Superfície (°C)		-2,5106		-2,5106		-2,5106		-2,5106		-2,5106
	Umidade (%)										
	ΔT (°C)		-0,7545		-0,7545		-0,7545		-0,7545		-0,7545

4.4 CONVECÇÃO FORÇADA ESFERA DE COBRE E PLACA DE ALUMÍNIO

4.4.1 OBJETIVO:

A partir da ventilação forçada sobre a esfera, calcular o novo valor de h .

Os mesmos parâmetros da convecção natural serão usados aqui, porém será adicionada a velocidade do vento que passa pelo experimento.

Para o registro da velocidade será utilizado um anemômetro, conforme mostrado abaixo.

Esfera de cobre

Alumínio



Placa de



Anemômetro Digital



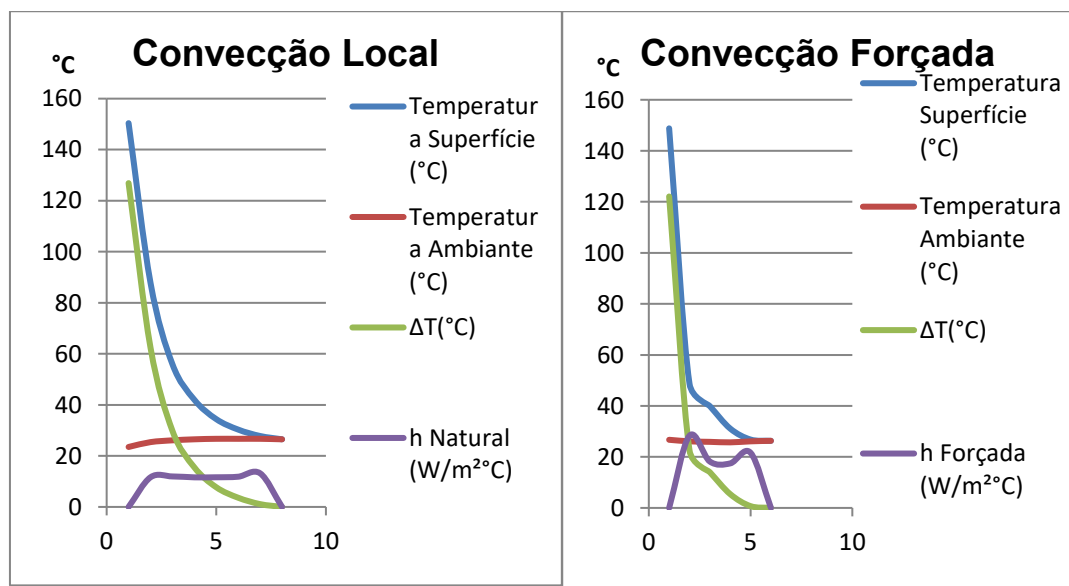
Tabela padrão para aquisição dos experimentos:

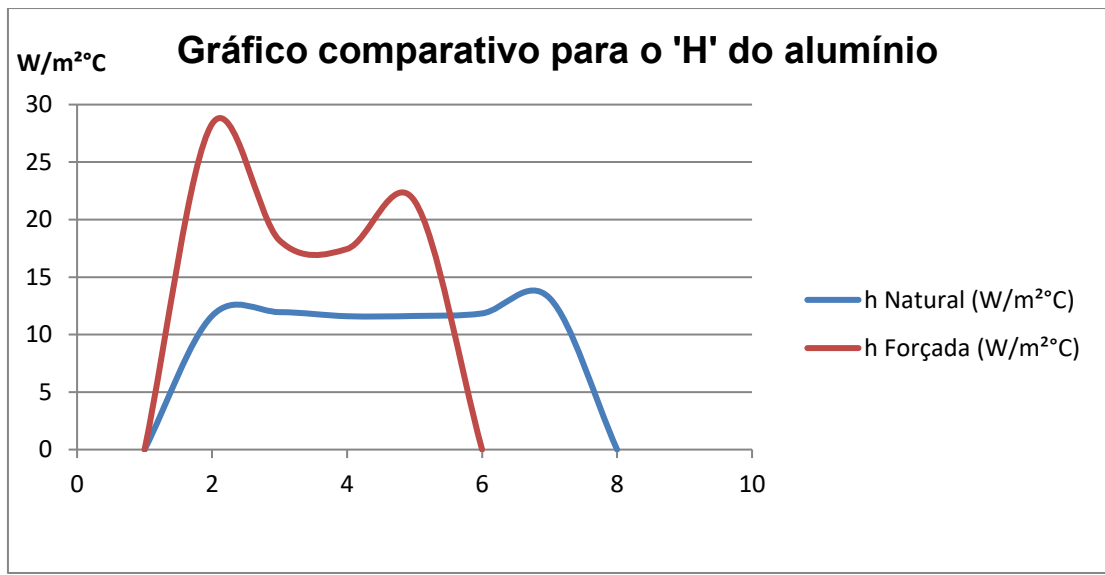
Convecção Forçada											
Data:											
Intervalo (s)		00:10									
Termopar	Nº das aquisições	1		2		3		4		5	
	Tempo de teste		Corrigida		Corrigida		Corrigida		Corrigida		Corrigida
Nº	Local	00:00		00:10		00:20		00:30		00:40	
45	Ambiente (°C)		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561
48	Superfície (°C)		-2,5106		-2,5106		-2,5106		-2,5106		-2,5106
	Umidade (%)										
	Velocidade Do Vento (m/s)										
	ΔT (°C)		-0,7545		-0,7545		-0,7545		-0,7545		-0,7545

4.5 INCLUSÃO DE GRÁFICOS

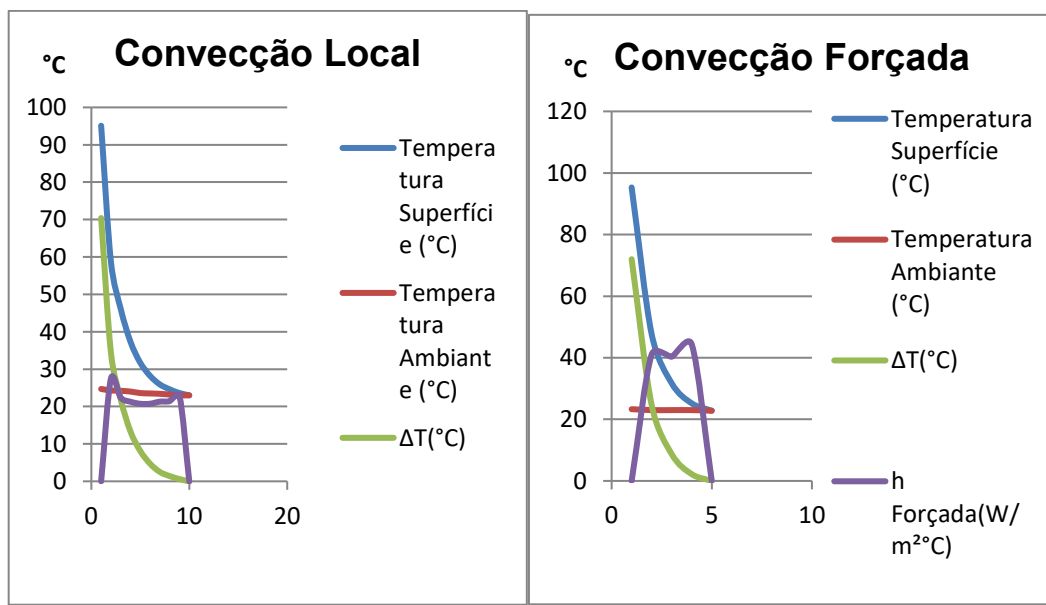
Com todos os dados das convecções naturais e forçadas pode-se, então, observar e comparar os resultados através de gráficos.

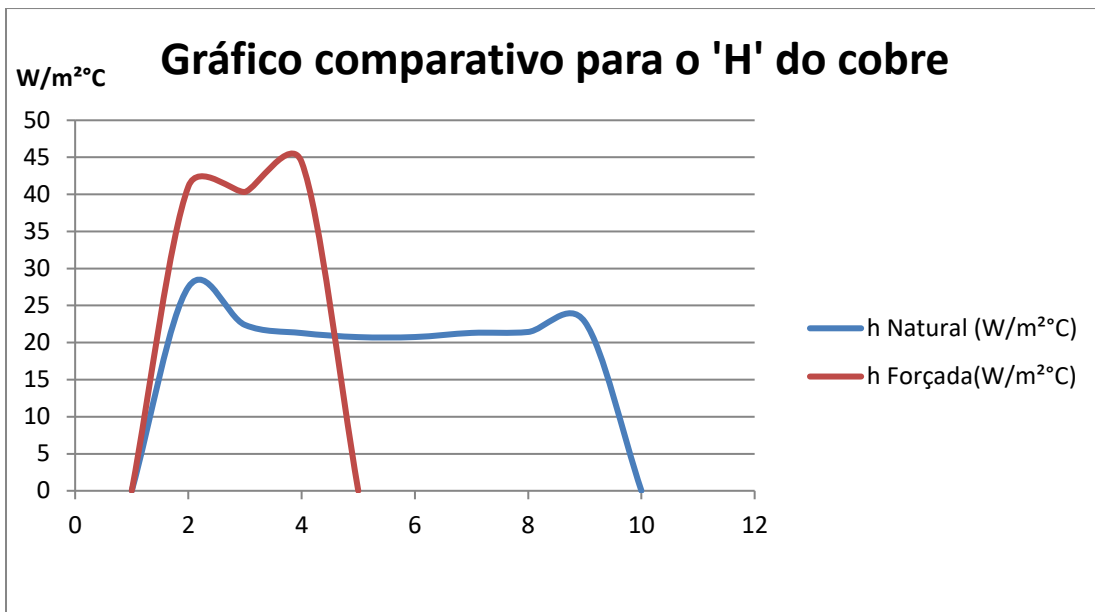
4.5.1 PLACA DE ALUMÍNIO





4.5.2 ESFERA DE COBRE





5 BLOCO MACIÇO

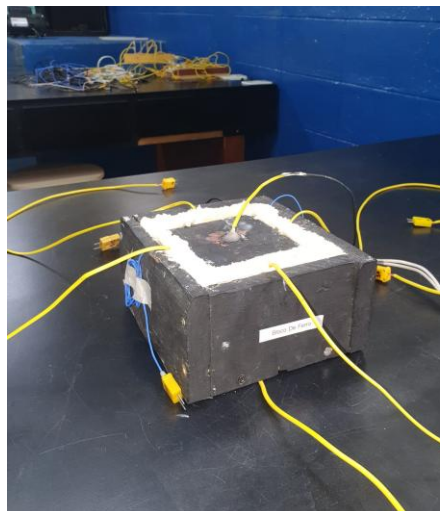
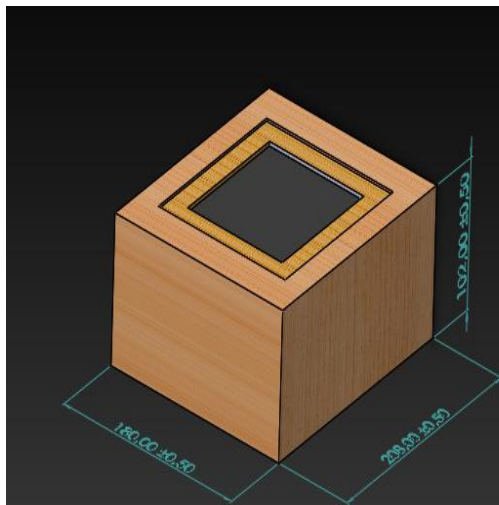


Figura 5.1 - Desenho esquemático e experimento em bancada instrumentada

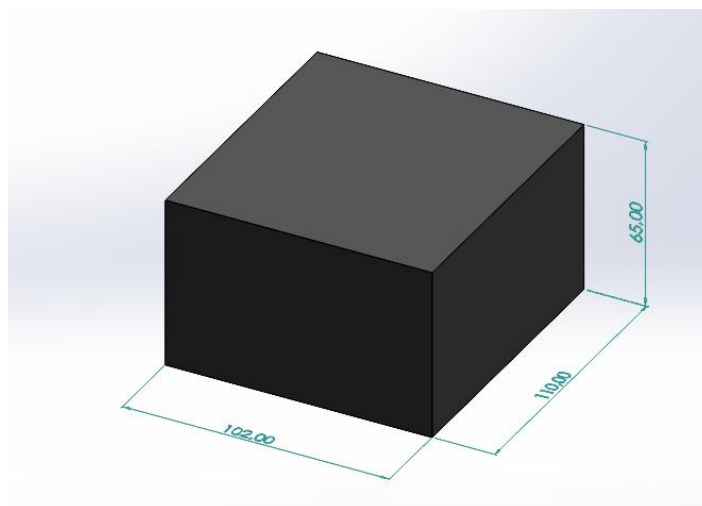


Figura 5.2 - Desenho esquemático do corpo de prova com as devidas dimensões

5.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DO CORPO DE PROVA:

Altura: 65,00 mm
Comprimento: 110,00 mm
Largura: 102,00 mm
Área: 0,0112 m²
Tipo de termopar: K

5.1.1 CONSIDERAÇÕES:

Neste experimento considera-se que o corpo de prova está completamente adiabático, exceto pela superfície superior.

Fluxo de calor unidirecional.

5.2 OBJETIVO:

O experimento do bloco maciço foi desenvolvido para estudar o fenômeno da transferência de calor, mais especificamente a condução. A partir dos efeitos da transferência de calor apresentados neste experimento, a proposta será medir a distribuição de temperatura, e com os resultados das constantes abaixo suportar o aluno a identificar o **material ou os materiais** que mais se aproximam do experimento, através de consulta a tabela de propriedades térmicas dos materiais.

Desta forma, é solicitado ao aluno, após realizado o mapeamento térmico do experimento o cálculo das seguintes propriedades:

- Determinação do K (condutividade térmica) do material;
- Cálculo da Resistência de condução;
- Cálculo do fluxo de calor total;
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor local;

5.3 REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:

1. Primeiramente, prepare o ambiente do experimento para que o mesmo esteja organizado e livre de objetos que possam atrapalhar a dinâmica do ensaio, assim como danificar ou colocar em risco os equipamentos e demais pessoas que estarão próximas e participando da análise;
2. Devido estar utilizando um equipamento que está exposto a corrente elétrica e a temperatura, é preciso avaliar a segurança, tanto das pessoas que estão

em volta quanto do equipamento. Certifique-se de estar realizando todas as análises da melhor forma possível, e garanta a realização de uma atividade segura e eficiente;

3. Antes de ligar o equipamento à fonte de energia elétrica, o mesmo deve ser verificado se está com todos os terminais elétricos devidamente isolados e protegidos. É proibido o consumo de bebidas e comidas perto do experimento;
4. Faça a ligação de todos os termopares na placa de aquisição de dados de acordo com as entradas analógicas já salvas no computador para o experimento, e verifique se o sinal está de acordo com as métricas de utilização, que serão apresentadas pelo professor;
5. Estando todos os termopares conectados, identificados e funcionando corretamente, será iniciado a aquisição ligando em 110v e ajustando a potência em 40W com o auxílio da fonte elétrica de corrente alternada (Fonte 01);
6. Para salvar os dados das aquisições nos intervalos de 10 minutos, utilize o arquivo de Excel salvo no computador. Caso haja dúvida sobre o arquivo certo ou se não encontrar o arquivo no computador, siga o exemplo a seguir:

Convecção Natural																						
Data																						
Intervalo (s)																						
600																						
Nº das aquisições																						
Termopar	Tempo de teste (s)		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10										
	15-12	Corrigida	600	Corrigida	1200	Corrigida	1800	Corrigida	2400	Corrigida	3000	Corrigida	3600	Corrigida	4200	Corrigida	4800	Corrigida	5400	Corrigida	Medias	
Q Inibente (W)																						
45	Aspirante (°C)	26,90	25,6604	26,00	24,7431	28,80	27,5969	25,70	24,4373	25,90	24,6412	26,80	25,5585	25,70	24,4373	25,10	24,8450	26,20	24,9469	26,10	24,8450	25,1712
49	Superfície superior (°C)	25,20	22,5849	29,50	26,9704	35,80	33,3957	42,10	39,8211	47,90	45,5325	53,20	51,1420	57,10	55,1196	62,90	61,0350	67,00	65,2166	71,6	69,9081	47,0726
50	Lateral frontal (°C)	25,10	25,5390	30,10	30,6470	37,60	38,3090	44,70	45,5623	51,50	52,5092	57,80	58,9453	63,30	64,5641	69,70	71,1023	74,70	76,2103	79,9	81,2226	54,9411
51	Lateral traseira (°C)	25,20	22,2067	29,90	26,2559	35,70	32,8358	41,90	39,1121	47,90	45,1859	53,40	50,7355	58,30	55,7138	63,70	61,8022	68,20	65,7356	72,9	70,4934	45,9913
52	Lateral esquerda (°C)	25,20	23,8041	29,60	28,3036	36,70	35,5640	43,40	42,4154	49,90	49,0623	55,80	55,0957	61,10	60,5155	67,10	66,6511	71,90	71,5595	76,9	76,6725	50,8644
53	Lateral direita (°C)	25,90	25,4729	30,70	30,3588	37,70	37,4841	44,50	44,4059	50,90	50,9204	56,80	56,9260	62,20	62,4227	68,20	68,5301	73,20	73,6196	78,8	78,7091	52,9550
54	Superfície inferior (°C)	29,30	29,0750	53,40	53,4762	59,20	59,3487	68,80	69,0687	76,40	76,7637	83,10	83,5475	89,50	90,0275	99,10	99,7475	104,20	104,9112	110,2	110,9862	77,6952
55	Inferior de Backup 1 (°C)		-2,2376		-2,2376		-2,2376		-2,2376		-2,2376		-2,2376		-2,2376		-2,2376		-2,2376		-2,2376	-2,2376
56	Inferior de Backup 2 (°C)		-0,7208		-0,7208		-0,7208		-0,7208		-0,7208		-0,7208		-0,7208		-0,7208		-0,7208		-0,7208	-0,7208
Umidade (%)																						
AT (°C)																						
			6,4902		26,5059		25,9530		29,2476		31,2312		32,4055		34,9079		38,7124		39,6946		41,0781	#DIV/0!

Figura 5.3 – Exemplo de planilha a ser utilizada para aquisição do Bloco Metálico. (tabela orientativa, os valores ainda não convergiram para regime permanente)

Nota: A equipe que não seguir as recomendações acima, e ou danificar o experimento ou algum outro componente será penalizada com o cancelamento da atividade e anulação da nota.

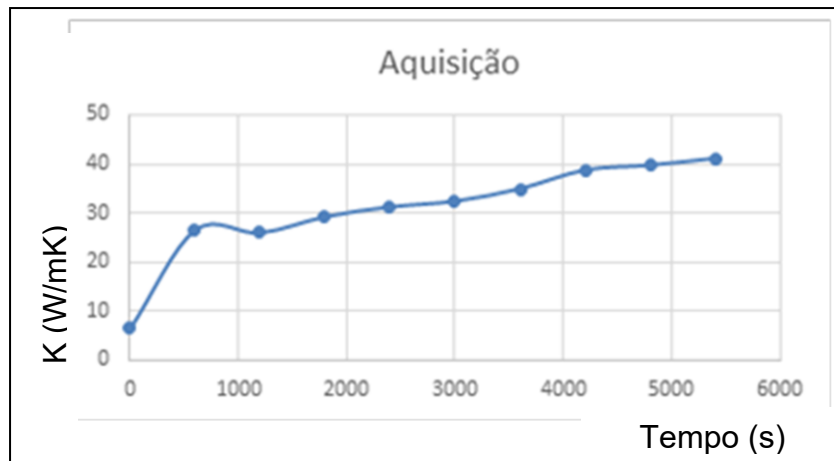


Figura 5.4 – Gráfico determinação da condutividade

7. Determinação do K:

- Ligue o dissipador de calor, e monitore o fluxo de calor, até que o comportamento de temperatura estabilize conforme mostrado no gráfico anterior;
- Estabilizado o fluxo de calor, e registrado toda a evolução do experimento até entrar em regime permanente, poderá ser definido o valor de 'K', identificado os valores de 'Q' e o 'ΔT' através da Equação da Condução, lembrando que a altura do bloco é de 65 mm.
- Segue exemplo:

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$K = \frac{q \cdot \partial x}{A \cdot \partial T}$$

$$K = \frac{40,1 \cdot 0,065}{4,1 \cdot 0,0112}$$

$$K = 52,41 \frac{W}{mK}$$

8. Determinar a resistência de condução no bloco;

- Identificado o valor de 'K', e conhecido os valores dimensionais é calculado o valor de R, como segue:

$$R_{t_i} = \frac{\Delta x}{K.A}$$

$$R_{t_i} = \frac{0,06}{52,41 * 0,0112}$$

$$R_{t_i} = 0,102 \frac{m^2 \circ C}{W}$$

9. Determinação do Fluxo de Calor total, que será necessário aplicar na fórmula;

- $q = \frac{\Delta T}{\Sigma R_T}$ Resposta encontrada será em Watts;

$$q = \frac{\Delta T}{\Sigma R_T}$$

$$q = \frac{4,1}{0,102}$$

$$q = 40,1 W$$

10. O coeficiente “local” de transferência de calor por convecção será calculado a partir do equilíbrio do fluxo térmico condutivo e convectivo sobre o bloco.

- $q''_{condução} = q''_{convecção} \Rightarrow q''_s = q''_{conv} = h_x(T_s - T_\infty)$

$$h_x = \frac{-k \partial T / \partial x|_{y=0}}{T_s - T_\infty}$$

$$h_x = \frac{52,41 \left(4,1 / 0,06 \right)}{(69,9 - 24,84)}$$

$$h_x = 79,47 \frac{W}{m^2 K}$$

5.4 BLOCO MACIÇO CONVECÇÃO FORÇADA



Figura 6 – Soprador e experimento bloco

Convecção forçada é um mecanismo ou tipo de transporte de calor no qual o movimento do fluido é gerado por uma fonte externa como uma bomba, ventilador, dispositivo de sucção, túnel de vento e etc.

Convecção forçada é frequentemente encontrada por engenheiros projetando ou analisando trocadores de calor, fluxos em tubulações, o fluxo sobre uma placa apresentando uma diferença de temperatura com o fluxo, no caso de uma asa de ônibus espacial durante a sua reentrada, por exemplo.

5.4.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:

Corpo de prova: (101,35 x 110,35 x 65) mm

Área: 0,0112m²

Tipo de termopar: K

5.4.2 CONSIDERAÇÕES:

Neste experimento considera-se que o corpo de prova está completamente adiabático, exceto pela superfície superior.

A corrente de ar que passa pela face superior do bloco é contínua.

5.5 OBJETIVO:

Nesta parte do experimento será analisada e comparada a convecção do bloco ao se adicionar um fluxo de vento contínuo em sua face livre através do cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção " h ".

5.6 REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:

1. Primeiramente, prepare o ambiente do experimento para que o mesmo esteja organizado e livre de objetos que possam atrapalhar a dinâmica do experimento assim como danificar os equipamentos que estão sendo utilizados.
2. Devido estar utilizando um equipamento que está exposto a corrente elétrica e a temperatura, é preciso avaliar a segurança, tanto das pessoas que estão em volta quanto do equipamento. Certifique-se de estar realizando todas as análises da melhor forma possível garanta a realização de uma atividade segura e eficiente;
3. Antes de ligar o equipamento à fonte de energia elétrica, o mesmo deve ser verificado se está com todos os terminais elétricos devidamente isolados e protegidos. É proibido o consumo de bebidas e comidas perto o experimento;
4. Faça a ligação de todos os termopares na placa de aquisição de dados de acordo com as entradas analógicas já salvas no computador para o experimento, e verifique se o sinal está de acordo com as métricas de utilização, que serão apresentadas pelo professor;
5. Estando todos os termopares conectados, identificados e funcionando corretamente, será iniciada a aquisição ajustando a potência de 40W com o auxílio do painel amperímetro/voltímetro;
6. Para salvar os dados das aquisições nos intervalos de 10 minutos, utilize o arquivo de Excel salvo no computador. Caso haja dúvida sobre o arquivo certo ou se não encontrar o arquivo no computador, siga o exemplo a seguir:

Convecção Forçada		Data:		Intervalo (s)		1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		Médias	
Termopar		Nº das aquisições		Tempo de teste (s)		1E-12		Corrigida		600		Corrigida		1200		Corrigida		1800		Corrigida		2400		Corrigida		Médias	
Q Insenda (W)		39.96		40.2		39.9		40.2																			
45	Ambiente (°C)	26.50	25.2527	26.60	25.3546	26.40	25.1508	27.70	26.4757																		
49	Superfície superior (°C)	66.50	64.7067	68.30	66.5425	69.90	68.1743	74.30	72.6619																		
50	Lateral frontal (°C)	81.80	83.4637	84.50	86.2220	86.50	88.2652	92.40	94.2926																		
51	Lateral traseira (°C)	74.10	71.7081	75.90	73.5303	77.60	75.2512	82.60	80.3127																		
52	Lateral esquerda (°C)	77.70	77.4906	79.80	79.6381	81.70	81.5810	87.20	87.2053																		
53	Lateral direita (°C)	79.90	80.4395	82.30	82.8825	84.00	84.6129	90.00	90.7203																		
54	Superfície inferior (°C)	112.50	113.3150	116.00	116.8587	117.80	118.6812	120.40	121.3137																		
55	Inferior de Backup 1 (°C)		-2.2376		-2.2376		-2.2376		-2.2376																		
56	Inferior de Backup 2 (°C)		-0.7208		-0.7208		-0.7208		-0.7208																		
Umidade (%)																										#DIV/0!	
Velocidade Do Vento (m/s)				1.8		1.8		1.8		1.8																1.8000	
ΔT (°C)		48.6083		50.3162		50.5069		48.6518		2.5254		2.5254		2.5254		2.5254		2.5254		2.5254		2.5254		2.5254			

Figura 7 – Exemplo de planilha a ser utilizada para aquisição do Bloco Metálico.

7. Coeficiente de transferência de calor por convecção forçada será calculado a partir da entrada no regime permanente:

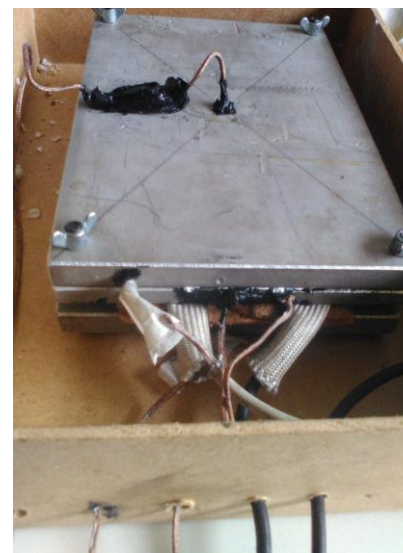
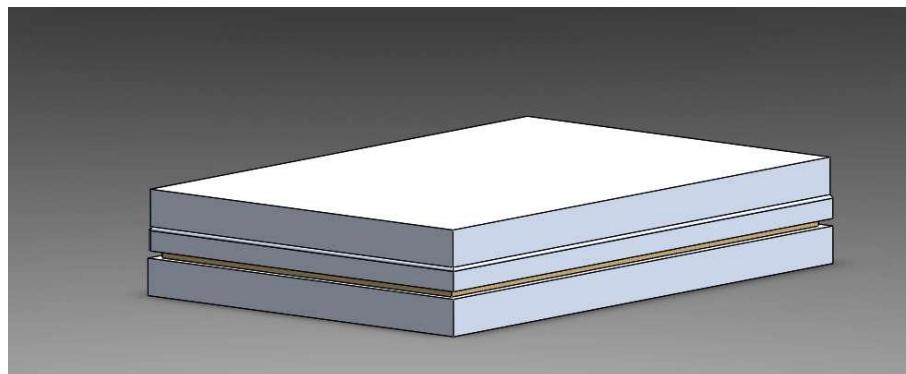
$$q_{conv}'' = h_x A (T_s - T_\infty)$$
$$40,05 = h \cdot ((0,110 - 0,102)(70,42 - 25,81))$$
$$h = 79,92 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

6 PLACAS DE ALUMÍNIO

6.1 CONDUÇÃO – EXPERIMENTO EM SÉRIE

Condutividade térmica é definida pela capacidade que um material tem de transmitir calor. Esta propriedade é relevante na seleção de materiais em inúmeros projetos de engenharia. Dessa forma, com esse experimento pode-se demonstrar na prática como ocorre esse tipo de propagação de calor.

O objetivo é estudar o fenômeno da transferência de calor unidirecional em regime permanente, por condução, em corpos de prova de diferentes espessuras conhecidos, e serão demonstrados a seguir.



6.1.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:

Corpo de Prova:

Material: Alumínio Puro

Condutividade Térmica: $206 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$ (100°C)

Placa Superior: (155 x 106 x 10) mm

Placa Intermediária: (155 x 106 x 6,4) mm

Tipo do termopar: J

Área: $0,016 \text{ m}^2$

6.1.2 CONSIDERAÇÕES:

Neste experimento considera-se que o corpo de prova está completamente adiabático, exceto pela superfície superior.

Para melhorar o contato entre as placas de alumínio (intermediária e superior) há uma fina camada de pasta térmica de espessura desprezível.

6.2 OBJETIVO:

A partir dos efeitos da transferência de calor apresentados neste experimento, a proposta será medir a distribuição de temperatura e calcular as constantes conforme mostrado abaixo:

- K total, considerando as duas placas um corpo único;
- Cálculo da Resistência de condução, considerando um corpo único;
- Cálculo da Resistência de Contato entre as superfícies da placa 1 e 2;
- Cálculo do coeficiente local de transferência de calor por convecção;
- Cálculo do coeficiente de convecção natural;

6.3 REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:

1. Primeiramente, prepare o ambiente do experimento para que o mesmo esteja organizado e livre de objetos que possam atrapalhar a dinâmica do experimento assim como danificar os equipamentos que estão sendo utilizados.
2. Devido estar utilizando um equipamento que está exposto a corrente elétrica e a temperatura, é preciso avaliar a segurança, tanto das pessoas que estão em volta quanto do equipamento. Certifique-se de estar realizando todas as análises da melhor forma possível garanta a realização de uma atividade segura e eficiente;
3. Antes de ligar o equipamento à fonte de energia elétrica, o mesmo deve ser verificado se está com todos os terminais elétricos devidamente isolados e protegidos. É proibido o consumo de bebidas e comidas perto o experimento;
4. Faça a ligação de todos os termopares na placa de aquisição de dados de acordo com as entradas analógicas já salvas no computador para o experimento, e verifique se o sinal está de acordo com as métricas de utilização, que serão apresentadas pelo professor;
5. Estando todos os termopares conectados, identificados e funcionando corretamente, será iniciado a aquisição ajustando a potência de 8 W com o auxílio do painel amperímetro/voltímetro. (Utilizar Fonte 02)
6. Para salvar os dados das aquisições nos intervalos de 10 minutos, utilize o arquivo de Excel salvo no computador. Caso haja dúvida sobre o arquivo certo ou se não encontrar o arquivo no computador, siga o exemplo a seguir:

Convecção Natural												
Data:												
Intervalo (s)												
600												
Termopar	Nº das aquisições	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Médias
Nº	Tempo de teste	0	600	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800	5400	
Local												
45	Ambiente (°C)	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561	-1,7561
61	Inferior Centro (°C)	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725	-1,1725
62	Inferior Lateral (°C)	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131	-1,3131
63	Superior Centro (°C)	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608	-2,1608
64	Superior Lateral (°C)	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111	-1,7111
Média Inferior (°C)		-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,24280	-1,2428
Média Superior (°C)		-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,93595	-1,9360
ΔT (°C)		0,69315	0,69315	0,69315	0,69315	0,69315	0,69315	0,69315	0,69315	0,69315	0,69315	0,69315
Multímetro												
Corrente (A)												#DIV/0!
Tensão (V)												#DIV/0!
Potência (W)												0,0000

7. Determinação do K total.

- Estabilizado o fluxo de calor, medir as temperaturas antes e depois de cada placa de alumínio montada no experimento, realizar as médias das temperaturas da placa 1 e da placa 2 e encontrar o ' ΔT '

entre as placas. Para o cálculo do K total consideraremos as duas placas como um corpo único.

- Identificado os valores de 'Q' e o 'ΔT', determine o valor de 'K' total, através da Equação da Condução;

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$K = \frac{q \cdot \partial x}{A \cdot \partial T}$$

$$K = \frac{8,01 \cdot 0,0164}{0,01643 \cdot 2,5}$$

$$K = 3,72 \frac{W}{mK}$$

8. Determinar a resistência a condução no corpo único.

- Identificado o valor de 'K' para o corpo único, e somando as alturas de cada placa, é calculado o valor de Rt do corpo, como segue:

$$Rt_i = \frac{\Delta x}{K \cdot A}$$

$$Rt_i = \frac{0,0164}{3,72 \cdot 0,01643}$$

$$Rt_i = 0,268 \frac{K}{W}$$

9. Determinação da resistência de contato entre as duas placas de alumínio;

- Para determinar a resistência de contato, é necessário saber a diferença de temperatura entre as placas, ou seja, o ΔT entre a placa inferior e superior, a área de contato entre elas e a potência dissipada. (Nesse caso não consideraremos as placas como um corpo único);

$$R_c = \frac{\Delta T \cdot A}{q}$$

$$R_c = \frac{2,5 \cdot 0,01643}{8,01}$$

$$R_c = 0,00441 \frac{K}{W}$$

- Comente a conclusão comparativa de item anterior.

10. Determinação do Fluxo de Calor total, será necessário somar os valores de Resistência de Condução com o valor da Resistência de Contato e aplicar na fórmula;

- $\sum R_T = \text{Resistência de Condução} + \text{Resistência de Contato}$
 - $q = \frac{\Delta T}{\sum R_T}$ Resposta encontrada será em Watts;

$$q = \frac{2,5}{0,268 + 0,0041}$$

$$q = 7,9 \text{ W}$$

Avaliando de outra forma:

$$\sum RT = (R_{T1} + R_{T2} + R_C)$$

$$R_{T1} = \frac{\Delta x}{K.A} = \frac{0,010}{3,72 \cdot (0,155 \cdot 0,106)} = 0,164$$

$$R_{T2} = \frac{\Delta x}{K.A} = \frac{0,0064}{3,72 \cdot (0,155 \cdot 0,106)} = 0,100$$

11. Coeficiente local de transferência de calor por convecção será calculado a partir do equilíbrio do fluxo térmico condutivo e convectivo sobre a placa.

$$\bullet \quad q''_{\text{condução}} = q''_{\text{convecção}} \Rightarrow q''_s = q''_{\text{conv}} = h_x A (T_s - T_\infty)$$

$$\bullet \quad h_x = \frac{-k \partial T / \partial x}{T_s - T_\infty}$$

$$h_x = \frac{3,72 \cdot \left(\frac{2,15}{0,0164} \right)}{(44,13 - 23,7)}$$

$$\overline{h_x} = 24,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

12. Coeficiente de transferência de calor por convecção natural será calculado a partir da entrada do regime permanente;

Temperatura da Superfície = 44°C

Temperatura ambiente = 23,7 °C

$T_m = \frac{44+23,7}{2} = 33,85 \text{ } ^\circ\text{C}$ - Com base nesta temperatura, consultando a tabela de propriedades por "ar":

$$\rho = 1,1644 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$\mu = 18,65 \cdot 10^{-6} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{seg}$$

$$K = 26,38 \cdot 10^{-3} \text{ W}/\text{m} \cdot \text{C}$$

$$\text{Pr} = 0,712$$

$$\beta = \frac{1}{(33 + 273)} = 3,268 \cdot 10^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Número de Grashof:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} = 9,44 \cdot 10^6$$

Número de Rayleigh:

$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 6,72 \cdot 10^6$ - como é menor do que $<10^9$ o escoamento é no Regime Laminar.

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot L}{k} = \frac{0,679 \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Gr}^{\frac{1}{4}}}{(0,952 + \text{Pr})^{\frac{1}{4}}} = 27,97$$

$$h = \frac{\text{Nu} \cdot K}{L} = \frac{25,68 \cdot 26,38 \cdot 10^{-3}}{0,155} = 4,76 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$$

7 BLOCO DE COBRE

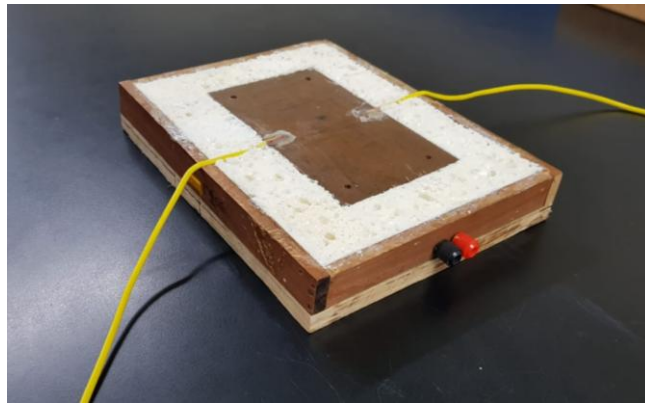


Figura 7 – Experimento Bloco de Cobre

7.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:

Corpo de prova:

Material:	Cobre Puro
Condutividade Térmica:	$379 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$ (100°C)
Comprimento:	174,85 mm
Largura:	101,50 mm
Altura:	19,65 mm
Área:	$0,01762 \text{ m}^2$
Tipo de termopar:	K

7.2 CONSIDERAÇÕES:

Neste experimento considera-se que o corpo de prova está completamente adiabático, exceto pela superfície superior.

7.3 OBJETIVO:

No experimento do bloco de cobre serão avaliadas as propriedades térmicas do material sob as condições de transferência de calor unidirecional e em regime permanente.

O experimento será submetido a dissipação térmica, e a partir dos efeitos da transferência de calor apresentados neste, a proposta será medir a distribuição de temperatura e o cálculo das constantes abaixo.

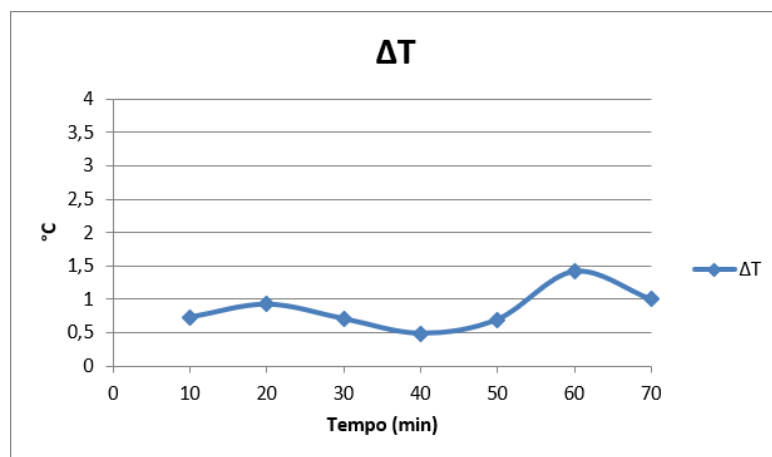
- Determinação do K;
- Cálculo da Resistência de condução;

- Cálculo do fluxo de calor total;
- Cálculo do coeficiente de convecção natural;

7.4 REALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:

1. Primeiramente, prepare o ambiente do experimento para que o mesmo esteja organizado e livre de objetos que possam atrapalhar a dinâmica do experimento, assim como danificar os equipamentos que estão sendo utilizados;
2. Devido estar utilizando um equipamento que está exposto a corrente elétrica e a temperatura, é preciso avaliar a segurança, tanto das pessoas que estão em volta quanto do equipamento. Certifique-se de estar realizando todas as análises da melhor forma possível que garanta a realização de uma atividade segura e eficiente;
3. Antes de ligar o equipamento à fonte de energia elétrica, o mesmo deve ser verificado se está com todos os terminais elétricos devidamente isolados e protegidos. É proibido o consumo de bebidas e comidas perto do experimento;
4. Faça a ligação de todos os termopares na placa de aquisição de dados de acordo com as entradas analógicas, fiquem atentos aos termopares que precisam de extensão, já salvas no computador para o experimento, e verifique se o sinal está de acordo com as métricas de utilização, que serão apresentadas pelo professor;
5. Estando todos os termopares conectados, identificados e funcionando corretamente, será iniciado a aquisição com qualquer uma das fontes (Fonte 1, Fonte 02, Fonte 03), em 12 Volts – corrente contínua. Caso utilize a Fonte 03 usar o multímetro para achar a corrente e calcular a Potência;
6. Para salvar os dados das aquisições nos intervalos de 10 minutos, utilize o arquivo de Excel salvo no computador. Caso haja dúvida sobre o arquivo certo ou se não encontrar o arquivo no computador, siga o exemplo a seguir:

Convecção Natural													
Data:													
Intervalo (s)													
Nº das aquisições													
Tempo de teste													
Nº	Local	0	Corrigida	600	Corrigida	1200	Corrigida	1800	Corrigida	2400	Corrigida	3000	Corrigida
45	Ambiente (°C)		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561		-1,7561
57	Inferior Direito (°C)		-1,2135		-1,2135		-1,2135		-1,2135		-1,2135		-1,2135
58	Inferior Esquerdo (°C)		-1,3131		-1,3131		-1,3131		-1,3131		-1,3131		-1,3131
59	Superior Direito (°C)		-1,2378		-1,2378		-1,2378		-1,2378		-1,2378		-1,2378
60	Superior Esquerdo (°C)		-1,7111		-1,7111		-1,7111		-1,7111		-1,7111		-1,7111
Média Inferior (°C)			-1,2633		-1,2633		-1,2633		-1,2633		-1,2633		-1,2633
Média Superior (°C)			-1,47445		-1,47445		-1,47445		-1,47445		-1,47445		-1,47445
ΔT (°C)			0,2112		0,2112		0,2112		0,2112		0,2112		0,2112
Multímetro													
Corrente (A)													
Tensão (V)													
Potência (W)													
		0		0		0		0		0		0	



Figura– Exemplo de planilha a ser utilizada para aquisição do Bloco de cobre.

7. Determinação do K

- Estabilizado o fluxo de calor, para determinar o valor de 'K' lembre-se que a espessura do bloco é de 19,65 mm.
- Identificado os valores de 'Q' e o 'ΔT', determine o valor de 'K' para o bloco, através da Equação da Condução;

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$K = \frac{q \cdot \partial x}{A \cdot \partial T}$$

$$K = \frac{6,96 \cdot 0,01965}{0,0117 \cdot 1}$$

$$K = 7,70 \frac{W}{mK}$$

8. Determinar a resistência a condução na placa de cobre;

- Identificando o valor de 'K' e aplicando na fórmula, será encontrado a resistência de condução;

$$R_{t_i} = \frac{\Delta x}{K.A}$$

$$R_{t_i} = \frac{0,01965}{7,70 * 0,0117}$$

$$R_{t_i} = 0,1444$$

9. Determinação do Fluxo de Calor total,

$$q = \frac{\Delta T}{\sum R_T} \text{ Resposta encontrada será em Watts;}$$

$$q = \frac{\Delta T}{\sum R_T}$$

$$q = \frac{1}{0,1444}$$

$$q = 6,94 \text{ W}$$

10. O coeficiente local e transferência de calor por convecção será calculado a partir do equilíbrio do fluxo térmico condutivo e convectivo sobre o bloco.

$$\bullet \quad q''_{\text{condução}} = q''_{\text{convecção}} \Rightarrow q''_s = q''_{\text{conv}} = h_x (T_s - T_\infty)$$

$$h_x = \frac{-k \partial T / \partial x|_{y=0}}{T_s - T_\infty}$$

$$h_x = \frac{7,70 * (\frac{1}{0,01965})}{(39,31 - 26,26)}$$

$$h_x = 30,05 \frac{W}{m^2 K}$$

11. Coeficiente de transferência de calor por convecção natural será calculado a partir da entrada do regime permanente;

Temperatura da Superfície = 39,31 °C

Temperatura ambiente = 26,26 °C

$T_m = \frac{39,31+26,26}{2} = 32,79 \text{ } ^\circ\text{C}$ - Com base nesta temperatura, consultando a tabela de propriedades por "ar":

$$\rho = 1,1644 \text{ Kg}/m^3$$

$$\mu = 18,65.10^{-6} \text{ Kg}/m.\text{seg}$$

$$K = 26,38.10^{-3} \text{ W}/m.\text{C}$$

$$Pr = 0,712$$

$$\beta = 1/(39,31 + 273) = 3,2019.10^{-3} .K^{-1}$$

Número de Grashof:

$$Gr = \frac{g.\beta.\Delta T.L^3}{\nu^2} = \frac{9,81.3,2019.10^{-3} .(39,31-26,26).(0,17485)^3}{(\frac{18,65.10^{-6}}{1,1644})^2} = 8,514.10^6$$

Número de Rayleigh:

$Ra = Gr. Pr = 8,514.10^6$ - como é menor do que $<10^9$ o escoamento é no Regime Laminar.

$$Nu = \frac{h.L}{k} = \frac{0,679.Pr^{\frac{1}{2}}.Gr^{\frac{1}{4}}}{(0,952 + Pr)^{\frac{1}{4}}} = 27,25$$

$$h = \frac{Nu.K}{L} = \frac{27,25 \cdot 26,38 \cdot 10^{-3}}{0,17485} = 4,11 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8 VISCOSÍMETRO



Figura 7 – Viscosímetro

8.1 OBJETIVO

Este trabalho destina-se a complementação da disciplina de Mecânica dos Fluidos abordando os seguintes assuntos: Viscosidade, Óleos lubrificantes e Viscosímetros.

Para que fosse possível analisar e obter resultados sobre uma amostra de certo óleoveicular foi realizado um experimento com um viscosímetro rotacional montado pelos próprios alunos com a Orientação do Prof. Luiz Carlos Bevilaqua.

O **viscosímetro rotacional** é um instrumento que determina a viscosidade de fluidos newtonianos contidos entre dois cilindros coaxiais (um gira enquanto o outro permanece estático).

8.2 DESCRIÇÃO:

Todo fluido possui uma característica de escoamento, isto é, diferentes fluidos possuem diferentes resistências ao escoamento. Um exemplo fácil de associar é a água e o mel. A água possui uma viscosidade baixa, enquanto o mel possui uma viscosidade alta. Pode-se falar, também, dos óleos lubrificantes automotivos que carregam grande responsabilidade quando se fala em prolongar a vida útil dos componentes de motores.

Os óleos diminuem o atrito entre as superfícies metálicas dos motores. Quanto mais viscoso for o óleo, mais difícil será seu escoamento, então a capacidade de manter-se entre duas peças móveis será maior, aumentando a lubrificação das mesmas.

Um viscosímetro é um aparelho usado para a medição da viscosidade de um fluido. O uso do viscosímetro não tem aplicação apenas na indústria automobilística, a seguir podem-se notar alguns outros usos do viscosímetro.

No controle de qualidade de matérias-primas utilizadas no processamento de alimentos e análise de consistência de produtos alimentícios;

- Controle de qualidade de óleos lubrificantes de máquinas de grande porte e de motores de combustão.
- Na indústria de cosméticos, já que é a viscosidade que determina a força utilizada para espalhar determinado produto na pele, evitando ainda que o produto escorra, caso a viscosidade domesmo esteja fora do padrão estipulado.
- Controle de reações de polimerização;
- Previsão do comportamento de fluidos em geral(sua aderência e tempo de permanência) em superfícies.

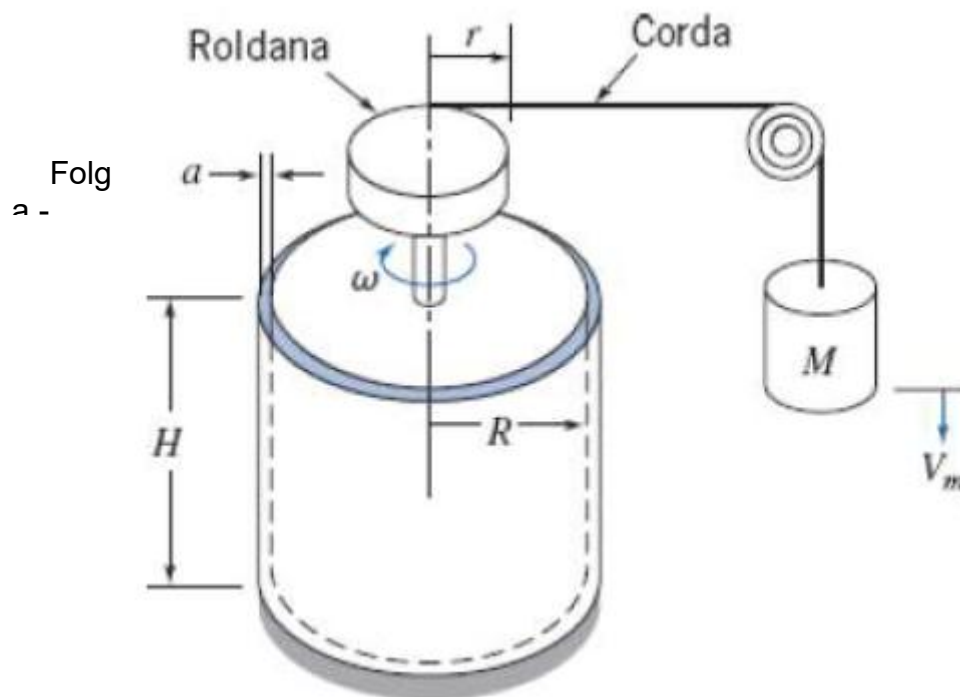


Figura- Viscosímetro rotacional (Fox, Introdução à Mecânica dos Fluidos, 8ª edição, 2011)

Com o objetivo de medir a viscosidade de um óleo lubrificante SAE 5W30, foi observada e analisada a queda de 3 pesos distintos, que proporcionaram três taxas de deformação no óleo, diferentes.

Para realização dos cálculos foi necessário fazer uma coleta de dados, como descrito abaixo:

1º) Fazer todas as medições em relação aos diâmetros das polias.

- Com a utilização do paquímetro foram feitas as medições das polias.

	Polia Horizontal	Polia Vertical
Diâmetro interno (mm)	39,41	39,56
Diâmetro externo (mm)	49,6	49,6

2º) Encontrar as medidas dos cilindros interno e externo.

- Também com a utilização do paquímetro foram feitas as seguintes medições de:

	Cilindro Externo	Cilindro Interno
Diâmetro interno (mm)	97,5	-
Diâmetro externo (mm)	-	92,3
Altura cilindro (mm)	-	105,12

- Onde o Diâmetro Interno é representado por (R_2) e o Diâmetro Externo é representado por (R_1).

3°) Pesos utilizados para o funcionamento do Viscosímetro.

- O cálculo foi baseado no tempo que cada peso levava para completar 8 voltas.

A seguir são descritos os tempos e seus respectivos pesos.

	<i>Peso 1</i>	<i>Peso 2</i>	<i>Peso 3</i>
Massa (kg)	0,248	0,3452	0,530
Tempo (segundos)	4,74	3,40	2,26
Rotação $2\pi.8/t$ (rad/s)	10,60	14,78	22,23

8.3 CÁLCULOS REALIZADOS

As medições de viscosidade dinâmica μ foram realizadas utilizando um viscosímetro rotacional desenvolvido pelos alunos. Durante os ensaios a temperatura média foi de 19 °C.

A viscosidade cinemática é definida por:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1)$$

No SI, a unidade da viscosidade cinemática ν é m²/s. No sistema CGS é utilizada a unidade Stokes (St), porém dada a magnitude do seu valor é preferível utilizar a forma centistokes.

A viscosidade absoluta tem como unidade Pa.s (N.s./m²) em unidades do SI. Essa unidade é normalmente expressa em MPa.s dado a sua magnitude. Outra forma conveniente, a partir do sistema CGS é o Poise, sendo 1Poise igual a 0,1 Pa.s, ou seja, um centipoise (cP) é igual a 1MPa.s.

Os fluidos Newtonianos obedecem a equação de Newton, onde a tensão cisalhante é proporcional à taxa de deformação $\frac{\partial u}{\partial y}$ e a viscosidade dinâmica ' μ ' sendo o valor de proporcionalidade.

A equação a seguir é para um escoamento unidimensional:

$$T_{yx} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2)$$

A relação entre a tensão cisalhante de uma superfície cilíndrica e uma superfície planificada é dada por:

$$Precisão = \frac{\tau_{superfície}}{\tau_{planificada}} = \frac{2}{1 + \frac{R_1}{R_2}} \quad (3)$$

Para efeitos didáticos será considerado que uma precisão de 5% é um valor razoável para um viscosímetro desenvolvido pelos próprios alunos:

$$1,05 = \frac{2}{1 + \frac{R_1}{R_2}} \quad (4)$$

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{1}{1,05} \times (2 - 1,05) = 0,90 \quad (5)$$

O critério de precisão é encontrado quando a dimensão da folga, “a”, for menor que 10% do raio do cilindro. Como a folga é de 2,6 mm, a dimensão da folga é 5,3% do raio interno do cilindro externo, atendendo o critério definido. Assim, o cálculo com a superfície planificada (método linear) também fornecerá um resultado dentro da precisão estabelecida, em comparação com a superfície cilíndrica, como mostrada a seguir.

No caso do experimento:

$$\frac{2}{1 + \frac{R_1}{R_2}} = \frac{2}{1 + \frac{0,04615}{0,04875}} = \frac{2}{1,947} = 1,0272 \text{ ou aprox. } 2,72\% < 5\% \quad (6)$$

8.3.1 MÉTODO LINEAR

Considerações:

- I. Fluido newtoniano
- II. Perfil linear

$$\tau = \mu \frac{dv}{dr} \quad (7)$$

$$\frac{dv}{dr} = \frac{v}{a} = \frac{w \times r}{a} \quad (8)$$

$$T = F \times r \quad (9)$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{T}{A \times r} \quad (10)$$

$$\frac{T}{A \times r} = \frac{\mu \times w \times r}{a} \quad (11)$$

Sendo $A = h \times 2\pi \times r = 105,12\text{mm} \times 2\pi \times 46,15\text{mm} = 0,03048\text{m}^2$.

$$\mu = \frac{T \times a}{A \times r^2 \times w} = \frac{T \times 0,0026\text{m}}{w \times 0,03048\text{m}^2 \times 0,04615\text{m}^2} \quad (12)$$

Onde $r = R_1$ e $A = \pi dL$.

1) Para o peso com massa de 0,248 kg, temos:

$$T = m \cdot g \cdot r \quad (1.1)$$

$$T = 0,248\text{kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,0197\text{m} \quad (1.2)$$

$$T = 0,0479 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (1.3)$$

$$w = 10,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (1.4)$$

$$\mu = \frac{0,0479 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0,0026\text{m}}{0,03048\text{m}^2 \times 0,00213\text{m}^2 \times 10,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} \quad (1.5)$$

$$\mu = 0,181 \text{ Pa} \quad (1.6)$$

2) Para o peso com massa de 0,530 kg, temos:

$$T = m \cdot g \cdot r \quad (2.1)$$

$$T = 0,530\text{kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,0197\text{m} \quad (2.2)$$

$$T = 0,1024 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.3)$$

$$w = 22,23 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (2.4)$$

$$\mu = \frac{0,1024 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0,0026\text{m}}{0,03048\text{m}^2 \times 0,00213\text{m}^2 \times 22,23 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} \quad (2.5)$$

$$\mu = 0,184 \text{ Pa. s} \quad (2.6)$$

3) Para o peso com massa de 0,3452 kg, temos:

$$T = m \cdot g \cdot r \quad (3.1)$$

$$T = 0,3452 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,0197 \text{ m} \quad (3.2)$$

$$T = 0,0667 \text{ N. m} \quad (3.3)$$

$$w = 14,78 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.4)$$

$$\mu = \frac{0,0667 \text{ N.m} \times 0,0026 \text{ m}}{0,03048 \text{ m}^2 \times 0,00213 \text{ m} \times 14,78 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} \quad (3.5)$$

$$\mu = 0,181 \text{ Pa. s} \quad (3.6)$$

8.3.2 MÉTODO PELAS EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES

(exemplo 5.10 do livro do Fox):

$$T = \text{torque} \frac{N}{m}$$

$$h = \text{AlturadoCilindroInternoem metros}$$

$$R_1 = \text{Raio Interno em metros}$$

$$R_2 = \text{Raio Externo em metros}$$

$$w = \text{Velocidade Angular em radianos por segundo}$$

$$\mu = \text{Viscosidade}$$

$$T = \text{peso em Kg} \times \text{gravidade} \times \text{raio da polia horizontal}$$

$$T = P \times 9,81 \times 0,019705$$

$$R_{\text{int}} = 0,04615 \text{ (m)}$$

$$R_{\text{ext}} = 0,04875 \text{ (m)}$$

$$h = 0,10512 \text{ (m)}$$

$$T = \tau \cdot A \cdot R_1 \quad (1)$$

$$\tau = \frac{T}{A \times r} = \frac{T}{2\pi \times h \times R_1^2} \quad (2)$$

$$\mu = \frac{\tau}{2w} \times (1 - [\frac{R_1}{R_2}]^2) \quad (3)$$

$$\mu = \frac{T}{2\pi \times h \times 2w \times R_1^2} \times (\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2}) \quad (4)$$

Logo,

1) Para $m = 0,248 \text{ kg}$, $w = 10,6 \text{ rad/s}$

$$\mu = 0,167 \text{ Pa.s}$$

2) Para $m = 0,530 \text{ kg}$, $w = 22,23 \text{ rad/s}$

$$\mu = 0,170 \text{ Pa.s}$$

3) Para $m = 0,345 \text{ kg}$, $w = 14,78 \text{ rad/s}$

$$\mu = 0,167 \text{ Pa.s}$$

Para melhor visualizarmos e organizar os resultados obtidos é sempre viável criar uma tabela como a tabela a seguir:

	Referência [2]	Cálculo Método Linear			Cálculo Método Navier-Stokes		
		m=0,248 kg	m=0,345 kg	m=0,530 kg	m=0,248 kg	m=0,345 kg	m=0,530 kg
μ a 19 °C (Pa.s)	0,164	0,181	0,181	0,184	0,167	0,167	0,170
Erro (%)	—	10,4	10,4	12,2	1,8	1,8	3,7

Tabela 1 – Tabela para organização de dados

8.4 ANÁLISE GERAL

O objetivo da análise de dados é descrever e detalhar os dados adquiridos no experimento realizado pela equipe e o coordenador da experiência, utilizando meios fornecidos pelo procedimento. Neste experimento, é registrado o monitoramento da viscosidade em três distintos exemplos, assim como o critério de precisão.

Os experimentos foram realizados conforme o procedimento citado, com três objetos conectados ao fio do dispositivo, destes com as seguintes massas 0,248 kg, 0,3452 kg e 0,530 kg. As medidas (interna e externa) da polia radial e axial, medidas de altura, diâmetro e circunferência do cilindro, e tamanho do fio que percorre o dispositivo foram coletadas. Importante ressaltar, que cada peso resulta em resultados diferentes, pois as variáveis são determinadas por características relativas de cada experimento. Sendo assim, cada exemplo citado será diferente do outro.

O primeiro experimento foi realizado com o objeto de 0,248 kg. Durante o experimento foi monitorado o tempo de procedimento, o número de voltas dadas pela roldana radial. Com estes dados, foi encontrada a velocidade angular (w) para o experimento “1” de 10,6 rad/s. Utilizando a velocidade angular do objeto de massa 0,248 kg, foi encontrado pela equação de Navier-Stokes, a Viscosidade (μ) = 0,167 Pa.s.

O segundo experimento foi realizado com o objeto de 0,3452 kg, foi calculado o tempo de procedimento, o número de voltas dadas pela roldana radial. Encontramos a velocidade angular (w) de 14,78 rad/s. Pela equação da Navier-Stokes descobrimos a Viscosidade (μ) = 0,167 Pa.s.

O terceiro experimento foi realizado com o objeto de 0,530 kg, foi monitorado o tempo de procedimento, o número de voltas dadas pela roldana radial. Com estes dados foi constatada a velocidade angular (w) de 22,23 rad/s. Pela equação de Navier-Stokes descobrimos a Viscosidade (μ) = 0,170 Pa.s.

Por fim, faça uso da tabela a seguir para construir uma conclusão acerca do experimento realizado e comparando também os métodos que foram utilizados.

Valores estimados da viscosidade dinâmica para o óleo lubrificante SAE 5W30

Temperatura (°C)	Viscosidade dinâmica (10^{-2} Pa.s)
10	26,6604
20	15,2602
30	9,3554
40	6,0700
50	4,1295
60	2,9240
70	2,1422
80	1,6161
90	1,2504
100	0,9891
110	0,7976
120	0,6543
130	0,5449
140	0,4599
150	0,3928

Tabela 2 – Valores estimados da viscosidade dinâmica

Em sua conclusão responda as seguintes questões:

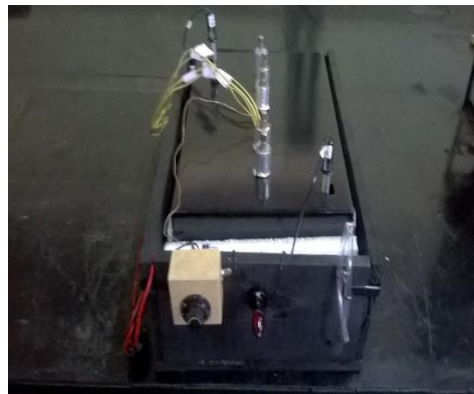
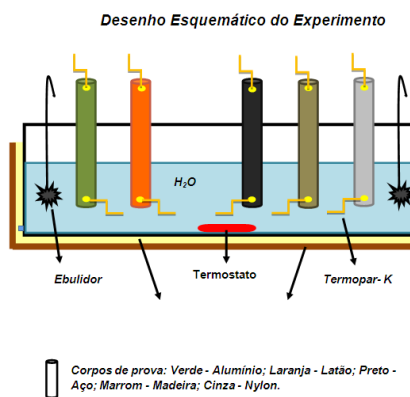
- 1) Os resultados saíram como esperado?
- 2) Como podemos julgar o erro dos resultados obtidos neste experimento?
- 3) Quais pontos podem ser melhorados durante o experimento ou no experimento?

9 CONDUTÂNCIA

9.1 DEFINIÇÃO DA CONDUTIVIDADE DOS MATERIAIS

Condutividade térmica é definida pela capacidade que um material tem de transmitir calor. Esta propriedade é relevante na seleção de materiais em inúmeros projetos de engenharia. Dessa forma, com o experimento proposto pode-se demonstrar na prática como ocorre esse tipo de propagação de calor.

O objetivo é estudar o fenômeno da transferência de calor unidirecional em regime permanente, por condução, em corpos de prova de diferentes materiais conhecidos. Através da aquisição e análise de dados das temperaturas de entrada (fonte quente) e saída (fonte fria) do sistema, obtidas através da medição com o uso dos termopares é possível fazer o estudo das variáveis envolvidas no processo e entender como elas influenciam o sistema.



Considerações:

Neste experimento considera-se que os corpos de prova estão devidamente isolados e que não há outro meio de perda de calor, exceto:

- Convecção pela superfície dos corpos de prova
- Perda de massa do sistema

9.2 PREPARATIVOS INICIAIS:

- A água será inserida no banho, no volume exato de 11 litros;

- Para o desenvolvimento da medição, a temperatura da água será estabilizada em uma temperatura de 50°C. Este aquecimento será através de uma resistência elétrica (Ebulidor de 500W);
- O experimento deverá ser devidamente isolado, e nas laterais o mesmo foi protegido com poliuretano expandido (excelente isolante térmico), e nas demais superfícies foram inseridas placas de poliestireno (isopor).

Com o objetivo de avaliar a confiabilidade dos valores registrados em cada termopar, foi checado comparativamente através do uso de um segundo equipamento a medição de temperatura, desta maneira verificando a estabilidade do banho e possíveis erros de calibração.

Quando a água é aquecida no próprio experimento, observasse a possível concentração de pontos de calor, devido a ausência de um sistema de circulação do fluido, o que dificulta a estabilização da temperatura deste experimento, porém foi observado que ao invés deste processo, se a água for aquecida em um recipiente externo com padronização de temperatura e depois colocado no experimento definitivo os parâmetros de temperatura terão um melhor equilíbrio térmico e a manutenção da temperatura deste banho será mais uniforme, porém, deve-se considerar a inércia térmica do recipiente definitivo do teste, fabricado em aço.

Abaixo seguem os critérios que antecedem o cálculo da condutividade térmica de cada material:

- 1] Dimensionamento dos corpos de prova;
- 2] Definição do procedimento de aquisição de dados e termopares;
- 3] Definição da temperatura de película;
- 4] Levantamento das propriedades d'água;

Materiais utilizados:

- Recipiente com água,
- Resistência elétrica (ebulidor de 500W);
- Painel de Controle da Potência;
- Corpos de prova (Aço, Alumínio, Latão);
- Termopares tipo K;
- Isolante térmico;
- Paquímetro;

- Placa de Aquisição;
- Termômetro Digital.

9.3 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO:

- Em um recipiente com as dimensões 150x470x340mm(h x c x l) será preenchido com 11 litros de água, no qual os corpos de prova (aço, alumínio, latão) de 200 mm serão fixados através da parte superior do recipiente (tampa), sendo 70 mm imerso em água.
- Os corpos de prova serão isolados, 50 mm na parte superior e 80 mm na inferior a partir da tampa, para garantir apenas o fluxo de calor axial. Serão instrumentados com termopares tipo K nas suas extremidades para medição da temperatura.
- Termopares auxiliares foram instalados próximo ao corpo de prova submerso no banho e nas extremidades da caixa, vide figura;
- A água foi pré-aquecida fora do experimento para uma temperatura de 50°C, através de um ebulidor e, posteriormente, transferida para o experimento e sua temperatura mantida com o auxílio de um ebulidor e do Painel de Controle da Potência.
- A caixa foi toda selada, para evitar a dissipação térmica e perda de massa;
- Após realizado o teste, o volume final de água deverá ser medido para ser realizado uma análise de perda de massa do sistema;

Realização do experimento:

- 1) Parametrizar a placa de aquisição para obtenção das temperaturas, conforme descrito no capítulo 3 desta apostila;
- 2) Analisar temperaturas do corpo de prova comparativamente e verificar se não há nenhuma irregularidade quanto a medição;
- 3) Verificar se houve alteração da temperatura dos corpos de prova após o aquecimento.

- 4) Coletar dados de temperatura da fonte quente e fonte fria no corpo de prova em intervalos de tempo de 10 minutos, até a constatação de equilíbrio na variação de temperatura através de diferença de temperatura da fonte fria e a quente (ΔT);
- 5) Identificado o equilíbrio térmico (ΔT), define-se o valor de Condutividade térmica do material através dos cálculos das propriedades de Rayleigh, Nusselt e finalmente a definição da condução;
- 6) Fazer cálculos necessários para determinar o fluxo de calor em cada corpo de prova, considerando as respectivas constantes de condutividade térmica K .
- 7) Avaliar as perdas para o sistema (caixa, perda de vapor)

(a)



(b)



Figura: (a) Termômetro portátil. (b) Paquímetro.

Responda:

- a) Explique o fenômeno de condução que ocorre nos corpos de prova.
- b) Por que com a água em temperatura ambiente não conseguiríamos determinar a transferência de calor?
- c) Porque o fluxo de calor para cada corpo é diferente, sendo que é utilizada a mesma fonte quente para todos os corpos? O que determina essa diferença?
- d) Demonstre através dos cálculos a diferença de fluxo de calor nos corpos de prova.
- e) Explique e compare os resultados teóricos e experimentais obtidos.

9.4 DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE DO ALUMÍNIO:

De acordo com a literatura, precisamos definir primeiramente a Temperatura de Película T_f , pois as propriedades da água e as constantes das equações variam de acordo com essa temperatura. Desse modo, utilizamos as propriedades correspondentes à $T_f = 50^\circ\text{C}$ (Segundo o Livro do Holman):

$$\rho = 988,2 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$c_p = 4,178 \text{ KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 5,52 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$k = 0,645 \text{ W}/\text{m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 3,57$$

$$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k} = 5,05 \cdot 10^{10} \text{ 1}/\text{m}^3^\circ\text{C}$$

Dados do corpo de prova:

$$\phi = 0,03 \text{ m (diâmetro do cilindro)}$$

$$L \text{ superfície de troca com o banho} = 0,075 \text{ m}$$

$$\text{Área} = 0,000707 \text{ m}^2 \text{ (perpendicular ao fluxo de calor)}$$

$$\Delta x \text{ do fluxo} = 0,13 \text{ m}$$

$$\Delta T = 1,65^\circ\text{C} \text{ (entre os extremos do cilindro)}$$

$$\Delta T_{[\text{banho-inferior (corpo de prova)}]} = 0,5^\circ\text{C}$$

Com os dados já identificados, será primeiramente realizado o cálculo do número de **Rayleigh**:

$$Ra = \frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k} \cdot \Delta T \cdot \phi^3 = 6,8175 \cdot 10^5$$

A ordem de grandeza de Rayleigh é de 10^5 e se encontra na faixa de $10^4 < Ra < 10^9$, assim a Equação de Nussel adequada é:

$$Nu_f = C(Gr_f \cdot Pr_f)^m$$

De acordo com a tabela de Constantes da Equação de Nussel para superfícies isotérmicas, temos que os valores das constantes são: $C = 0,59$ e $m = 1/4$.

$$Nu = 0,59(6,8175 \cdot 10^5)^{\frac{1}{4}} = 16,95$$

Em seguida, calcula-se o coeficiente de película correspondente:

$$h = \frac{Nu \cdot K}{x}$$

$$h = \frac{16,95 \cdot 0,645}{0,075} = 364,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Sabe-se que da quantidade de calor total fornecida ao sistema, uma parte é dissipada pelo corpo de prova, assim calcula-se essa quantidade de calor dissipada e conseqüentemente o valor do coeficiente de condutividade:

$$q = l \cdot h \cdot \pi \cdot \phi \cdot \Delta T$$

$$q = 0,072 \cdot 364,5 \cdot 3,1416 \cdot 0,03 \cdot 0,5 = 1,2 \text{ W}$$

$$K = \frac{q \cdot \Delta x}{A \cdot \Delta T}$$

$$k = \frac{1,2 \cdot 0,13}{0,000707 \cdot 1,65} = 202,34 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

9.5 DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE DO AÇO

De acordo com a literatura, precisamos definir primeiramente a Temperatura de Película T_f , pois as propriedades da água e as constantes das equações variam de acordo com essa temperatura. Desse modo, utilizamos as propriedades correspondentes à $T_f = 50^\circ\text{C}$ (Segundo o Livro do Holman):

$$\rho = 988,2 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$c_p = 4,178 \text{ KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 5,52 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$k = 0,645 \text{ W}/\text{m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 3,57$$

$$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k} = 5,05 \cdot 10^{10} \text{ 1}/\text{m}^3^\circ\text{C}$$

Dados do Corpo de prova:

$$\phi = 0,03 \text{ m}$$

L superfície da amostra imersa em banho controlado = 0,075 m;

Área do cilindro = 0,000707 m² (perpendicular ao fluxo de calor);

Δx do fluxo = 0,09 m

$\Delta T = 3,6^\circ\text{C}$

$\Delta T_{[\text{banho-inferior (corpo de prova)}]} = 0,42^\circ\text{C}$

Com o mapeamento dos dados, iniciaram-se os cálculos dos coeficientes em função da convecção Natural.

Número de Rayleigh:

$$Ra = \frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k} \cdot \Delta T \cdot \phi^3 = 9,33509 \cdot 10^6$$

A ordem de grandeza de Rayleigh é de 10^7 e se encontra na faixa de $10^4 < Ra < 10^9$, assim a Equação de Nussel adequada é:

$$Nu_f = C(Gr_f \cdot Pr_f)^m$$

De acordo com a tabela de Constantes da Equação de Nussel (Tab.7.1 - Holman) para superfícies isotérmicas, temos que os valores das constantes são: $C = 0,53$ e $m = 1/4$.

$$Nu = 0,53(1,9136250 \cdot 10^7)^{\frac{1}{4}} = 32,61231$$

Em seguida, calcula-se o coeficiente de película correspondente:

$$h = \frac{Nu \cdot K}{x} = 304,69 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo do Fluxo de Calor:

$$q = l \cdot h \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta T = 0.84426 \text{ W}$$

Cálculo da condutividade térmica do material:

$$k = \frac{q \cdot \Delta x}{A \cdot \Delta T} = 43,13 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

9.6 DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE DO BRONZE

Propriedades do Ar a 50°C:

$$\rho = 988,2 \text{ Kg/m}^3$$

$$c_p = 4,178 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 5,52 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$k = 0,645 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 3,57$$

$$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k} = 5,05 \cdot 10^{10} \text{ 1/m}^3\text{ } ^\circ\text{C}$$

Dados do corpo de prova:

$$\emptyset = 0,03 \text{ m}$$

L superfície da amostra imersa em banho controlado = 0,075 m;

Área do cilindro = 0,000707 m² (perpendicular ao fluxo de calor);

Δx do fluxo = 0,09 m

$\Delta T = 1,61^\circ\text{C}$

$\Delta T_{[\text{banho-inferior}(\text{corpo de prova})]} = 0,60^\circ\text{C}$

Com o mapeamento dos dados, iniciaram-se os cálculos dos coeficientes em função da convecção Natural.

Número de Rayleigh:

$$Ra = \frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k} \cdot \Delta T \cdot \emptyset^3 = 7,77924 \cdot 10^6$$

A ordem de grandeza de Rayleigh é de 10^6 e se encontra na faixa de $10^4 < Ra < 10^9$, assim a Equação de Nussel adequada é:

$$Nu_f = C(Gr_f \cdot Pr_f)^m$$

De acordo com a tabela de Constantes da Equação de Nussel (Tab.7.1 - Holman) para superfícies isotérmicas, temos que os valores das constantes são: $C = 0,59$ e $m = 1/4$.

$$Nu = 0,53(7,77924 \cdot 10^6)^{\frac{1}{4}} = 31,15920$$

Em seguida, calcula-se o coeficiente de película correspondente:

$$h = \frac{Nu \cdot K}{x} = 291,11 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo do Fluxo de Calor:

$$q = l \cdot h \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta T = 0.6722 \text{ W}$$

Cálculo da condutividade térmica do material:

$$k = \frac{q \cdot \Delta x}{A \cdot \Delta T} = 60,90 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

10 MOTOR DIESEL

O motor Diesel é um motor de combustão interna, o qual utiliza alta compressão e elevadas temperatura para realizar a queima do combustível, sendo assim, o motor possui alta eficiência térmica e também possui alto rendimento energético.

10.1 OBJETIVO - REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR CICLO DIESEL

O Experimento proposto tem como objetivo avaliar no motor Diesel sob algumas condições de análise térmica. A importância desta atividade, está em conciliar a teoria e o método experimental como ferramenta na análise da rejeição térmica do motor.

O motor utilizado é um modelo Cummins 250 cv, modelo Euro III. Este motor está instrumentado com termopares tipo K nos seguintes pontos:

- *Admissão do motor;*
- *Ambiente;*
- *Bloco do motor;*
- *Cárter do motor;*
- *Cabeçote do motor;*
- *Entrada de ar CAC;*
- *Saída de ar CAC*
- *Filtro de ar;*
- *Mangueira de entrada de água no radiador;*
- *Mangueira de saída de água no radiador;*
- *Mangueira de entrada de ar no radiador;*
- *Mangueira de saída de ar do radiador;*
- *Turbina.*

10.2 ANÁLISE INICIAL DO SISTEMA

O motor será avaliado em condições de baixa rotação conforme recomendação do fabricante a 1500 rpm. Outro detalhe, a Injeção de combustível deste motor, é do modelo “Common Rail”, o que permite a alimentação de combustível em altas pressões e a regime constante em todos os dutos

simultaneamente, o que garante alta performance ao motor e minimiza as perdas em relação as tecnologias anteriores.

Vale lembrar que no estudo Termodinâmico de um Motor Diesel, é possível conciliar a análise de dois Ciclos Termodinâmicos, sendo o próprio Ciclo Diesel e o Ciclo Brayton (representado pelo Turbo-Compressor).

10.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS CICLOS BRAYTON E DIESEL:

Neste item será feito uma análise termodinâmica considerando ciclo ideal para ambos os ciclos.

Para realizar as análises termodinâmicas, será utilizado o motor Cummins ISBe 250 cv, modelo Euro III, o qual está localizado no laboratório de mecânica da FAT-UERJ. E também, será utilizado como base valores dinamométricos do motor Cummins divulgado pelas mídias de consulta na internet.



Figura 1- Motor ISBe 250cv modelo Euro III

Sistema de Exaustão	
Contrapressão máxima imposta pelo sistema de exaustão completo	10kPa
Sistema de Refrigeração	
Queda de pressão máxima permitida no refrigerador de ar de admissão e tubulação OEM CAC (CACDP)	13,5kPa
Temperatura máxima do refrigerante para controle de proteção do motor	110 deg C
Classificação Máxima do Dados de Desempenho	
Velocidade Governada	Pico de Torque
Velocidade do Motor	1500RPM
Potência de Saída	149kW
Torque	950N-m
Fluxo de Ar de Entrada	161L/s
Carga de Fluxo de Ar	12kg/min
Fluxo do Gás de Exaustão	423L/s
Temperatura do Gás de Exaustão	490deg C
Rejeição de calor para Refrigeração	77kW
Fluxo de Refrigeração do Radiador	2,3L/s
Saída de Pressão do Turbo Compressor	151kPa
Temperatura de Saída do Turbo Compressor	142deg C
Consumo de Combustível	30,9kg/hr
Pressão Efetiva Média do Freio	2.048kpa

Ciclo Brayton:

O Ciclo Brayton é representado no motor pelo Turbo-Compressor, o qual tem função de absorver energia através dos gases de descarga do motor e transferir para o compressor a fim de melhorar a performance do ciclo. O Ciclo Brayton é mostrado na imagem abaixo no sistema Turbo-Compressor localizado no motor da Cummins ISBe 250 cv, modelo Euro III.

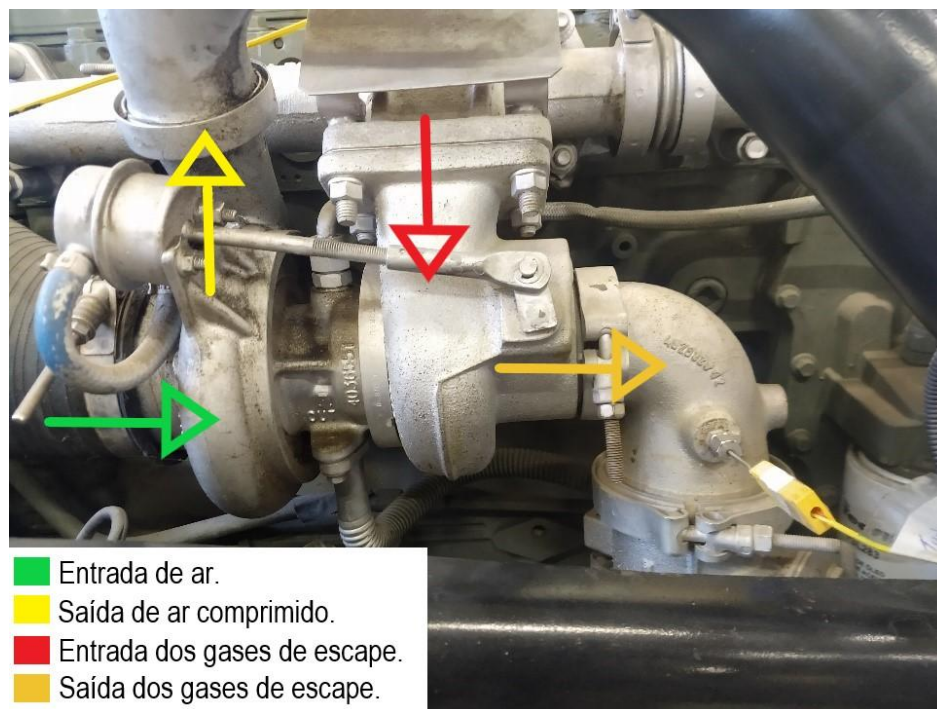


Figura 2- Turbo compressor

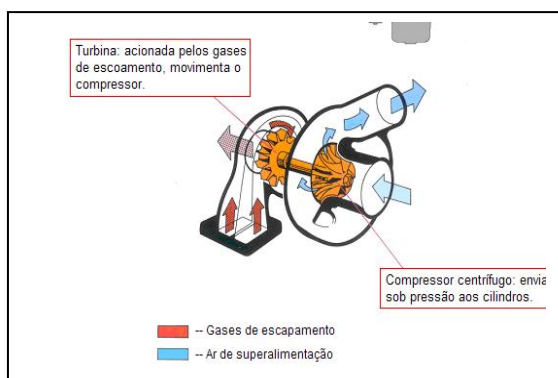


Figura 3- Ilustração Turbo-Compressor

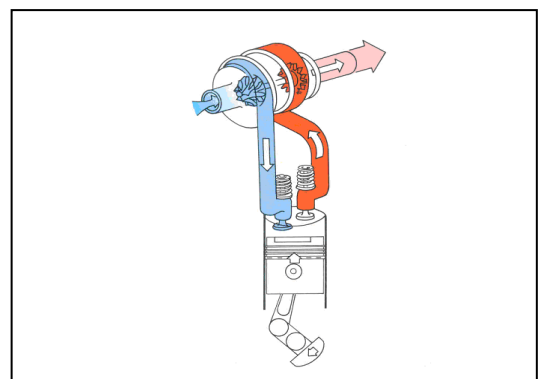


Figura 4- Funcionamento Turbo-Compressor

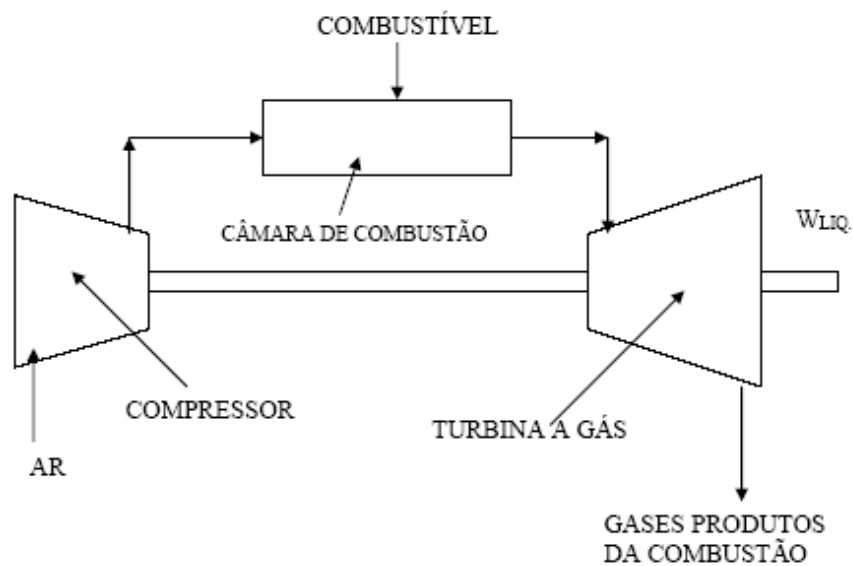


Figura 5- Sistema do Ciclo Brayton

Etapas do Processo:

- 1 O ar é aspirado pelo difusor de entrada do compressor;
- 2 O ar é comprimido para a câmara de combustão pelo compressor;
- 3 O combustível é injetado na massa de ar e queimado na câmara de combustão;
- 4 Os gases, produtos da combustão, expandem-se nos rotores da turbina;
- 5 Os gases, produtos da combustão, são descarregados na atmosfera.

Hipóteses Termodinâmicas:

- O fluido operante é o ar (gás perfeito com c_p e c_v constante);
- Os processos de combustão e exaustão, são substituídos pelo acréscimo e remoção de calor em processos definidos;
- A compressão e a expansão, são considerados processos isentrópicos.

Fases do Processo:

- 1-2 Compressão isentrópica do ar, no compressor;
- 2-3 Adição de calor ao ar à pressão constante;
- 3-4 Expansão isentrópica do ar, na turbina;
- 4-1 Rejeição de calor do ar à pressão constante.

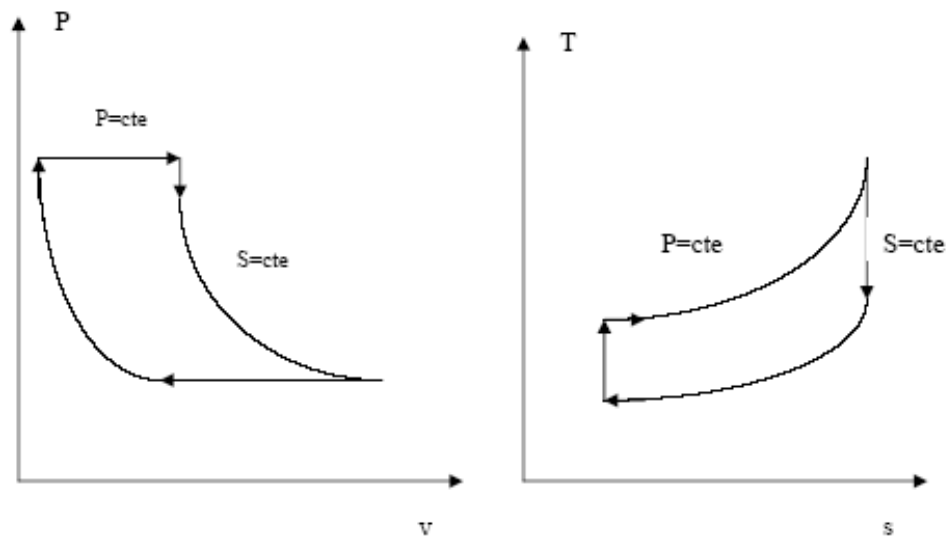


Figura 6- Comportamento Termodinâmico do Ciclo Brayton

A compressão e a expansão isentrópica, serão analisadas termodinamicamente conforme mostrado abaixo:

Ponto 1: Admissão

$$R_{ar} = 29,27 \quad \text{Kgf.m/(kg.K)}$$

$$P_1 = P_4$$

$$P_2 = P_3$$

$$T_{amb} = 20^\circ C$$

$$P_1 = 1atm = 1,0332 \cdot 10^3 \left(\frac{Kgf}{m^2} \right) = 101,3 KPa$$

$$T_1 = 20^\circ C$$

$$P_1 v_1 = R \cdot T_1$$

$$10,332 \cdot 10^3 \cdot v_1 = 29,27 \cdot 293$$

$$v_1 = 0,83 \left(\frac{m^3}{Kg} \right)$$

obs:

Poderíamos inserir um vacuômetro na linha de sucção do compressor, e teríamos uma pressão real.

Ponto 2: Saída do Compressor e entrada do Radiador de Ar

$$T_2 = \text{Medido na saída do compressor} = 32^\circ C = 305K$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{K-1}$$

$$\left(\frac{305}{293} \right) = \left(\frac{0,83}{v_2} \right)^{0,4}$$

$$v_2 = 0,75 \left[\frac{m^3}{Kg} \right]$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^K$$

$$P_2 = 1,03 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{0,83}{0,75} \right)^{1,4}$$

$$P_2 = 1,18 \cdot 10^4 \left[\frac{Kgf}{m^2} \right]$$

Conhecemos o T_4 médio medido na saída da exaustão dos gases.

$$T_4 = 138^\circ C + 273 = 411K$$

$$P_4 = 1,03 \cdot 10^4 \left[\frac{KgF}{m^2} \right]$$

$$v_4 = \frac{R \cdot T_4}{P_4}$$

$$v_4 = \frac{29,27 \cdot 411}{1,03 \cdot 10^4}$$

$$v_4 = 1,17 \left[\frac{m^3}{Kg} \right]$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^K$$

$$\frac{1,18 \cdot 10^4}{1,03 \cdot 10^4} = \frac{1,17}{v_3}$$

$$v_3 = 1,01 \left[\frac{m^3}{Kg} \right]$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{K-1}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{K-1}$$

$$\frac{T_3}{411} = \left(\frac{1,17}{1,01} \right)^{0,4}$$

$$T_3 = 162^\circ C = 436K$$

Cálculo do Trabalho Líquido:

Trabalho do Compressor:

$$W_c = \Delta H = cp.\Delta T = 0,24 \left[\frac{Kcal}{Kg.K} \right] . (305 - 293) [K] = 2,88 \left[\frac{Kcal}{Kg} \right]$$

Cálculo do Trabalho Líquido:

$$W_T = \Delta H = cp.\Delta T = 0,24 \left[\frac{Kcal}{Kg.K} \right] . (436 - 411) [K] = 6,0 \left[\frac{Kcal}{Kg} \right]$$

É de conhecimento que a vazão em massa teórica, para a condição de 1500 RPM do motor é de 0,104 (Kg/seg), desta forma conseguimos definir a potência do Compressor e a Turbina, como:

Pot. Compressor = $0,104 * 2,88 = 1,25 \text{ KW}$;

Pot. Turbina = $0,104 * 6,00 = 2,61 \text{ KW}$.

Potência Líquida = 1,35 KW

$\rho_{AR} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$

CICLO DIESEL:

No Ciclo Diesel, o ar é admitido pela câmara de combustão, em seguida o pistão realiza a compressão do ar e ao terminar a compressão, o combustível é injetado dentro da câmara e essa mistura entra em combustão no final do ciclo com elevadas pressões e temperaturas, o gás obtido através dessa expansão é liberado pelas válvulas de escape.

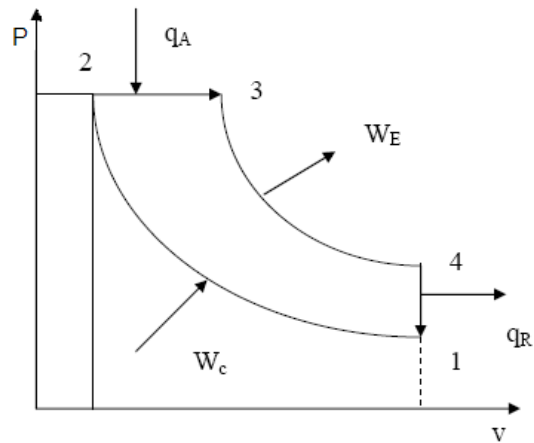


Figura 7- Ciclo Diesel

Fases do Processos:

- 1-2 Compressão isentrópica.
- 2-3 Adição de calor a pressão constante.
- 3-4 Expansão isentrópica.
- 4-1 Rejeição de calor a volume constante.

Hipóteses Termodinâmicas:

- O fluido operante é o ar (gás perfeito com c_p e c_v constante);
- O processo de combustão e exaustão, são substituídos pelo acréscimo e remoção de calor em processos definidos;
- A compressão e a expansão, são considerados processos isentrópicos.

Características do motor ISBe 250 cv:

Poder calorífico inferior do Diesel = 43,0 MJ/kg;

Densidade = 0,85 g/cm³;

$R_{AR} = 29,27 \text{ Kgf.m/(kg.K)}$

Utilizando como referência o motor ISBe 250 cv e as suposições dinamométricas para obter os dados abaixo, será iniciado algumas análises do ciclo Diesel:

$R_c = 17,3:1$ – (relação de compressão do motor);

Dados de entrada:

- $P1 = 1,18.10^4 \text{Kgf/m}^2$ - (proveniente do Ciclo Brayton = P2);
 $T1 = 20^\circ\text{C}$ - (temperatura na saída do radiador de ar);
 $P4 = 1,03.10^4 \text{Kgf/m}^2$ - (proveniente do Ciclo Brayton – P1=P4).

Ponto 1:

$$P_1 v_1 = R T_1$$

$$v_1 = \frac{29,27.293}{1,18.10^4} = 0,727 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

Ponto 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{rc} = \frac{0,727}{17,3} = 0,042 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$\frac{P_2}{P_1} = (rc)^k \therefore P_2 = 1,18.10^4 \cdot (17,3)^{1,4} = 6,38.10^5 \left[\frac{KgF}{m^2} \right]$$

$$\frac{T_2}{T_1} = (rc)^{k-1} \therefore T_2 = 293 \cdot (17,3)^{0,4} = 916,40\text{K}$$

Ponto 3:

$$P3=P2$$

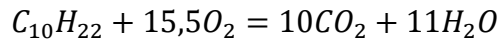
A literatura especializada informa que o consumo de combustível é de 30,9 Kg/h. O valor será convertido em massa por segundo e em seguida multiplicado pelo poder calorífico, será calculado a energia inserida no sistema por segundo;

$$Potência\ bruta = \frac{30,9kg}{3600s} \times \frac{43MJ}{kg} = 369kJ/s$$

Sabe-se que nem toda energia do motor é consumida, parte dela é perdida para o radiador de água, bloco do motor, gases de escape e também para o trabalho. Sabe-se que o motor possui uma potência líquida de 149(kJ/s), porém ao calcular a energia bruta através da massa consumida, é obtido 369(kJ/s), entretanto, é preciso encontrar o rendimento desse motor.

$$\eta = \frac{149(\frac{kJ}{s})}{369(\frac{kJ}{s})} = 0,4$$

Para determinar o calor específico (C_p), foram realizados cálculos a partir da mistura do combustível Diesel e Oxigênio, resultando nos produtos de combustão H_2O e CO_2 , conforme o equilíbrio químico abaixo:



O valor encontrado para o calor específico foi de:

$$C_p = 1,19(\frac{kJ}{Kg.K})$$

Outra análise importante é saber o consumo de combustível por segundo:

$$\dot{m} = \frac{30,9}{3600} = 8,58 \times 10^{-3}(\frac{Kg}{s})$$

Cálculo da energia inserida no sistema experimentalmente:

Massa consumida em 30 minutos no motor Euro III: $m = \frac{1,43 kg}{1800s} = 7,94 \times \frac{10^{-4}kg}{s}$, é necessário utilizar esta massa para obter a energia bruta gerada, considerando o poder calorífico inferior.

$$Q_H = (7,94 \times 10^{-4}(\frac{kg}{s}) \times \frac{43MJ}{kg}) = 34,142(\frac{kJ}{s})$$

$$Q_H = \dot{m}x C_p x \Delta T = \dot{m}x C_p x (T3 - T2)$$

$$34,142(\frac{kJ}{s}) = \frac{1}{0,4} \times 8,58 \times 10^{-3}(\frac{Kg}{s}) \times 1,19(\frac{kJ}{Kg.K}) \times (T3 - 916,40K)$$

$$T3 = 2254K$$

$$\frac{v3}{v2} = \frac{T3}{T2} \therefore v3 = v2 \cdot \frac{T3}{T2} = 0,042 \cdot \frac{2254}{916,40} = 0,1033 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$\frac{T3}{T4} = \left(\frac{v4}{v3}\right)^{k-1} \therefore T4 = 1032 \text{ K}$$

OBS: Através dos valores acima calculados, entende-se que o turbocompressor não atingiu estado de equilíbrio térmico de funcionamento.

10.4 CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR A 1500 RPM

Para o cálculo em baixa rotação do motor ISBe -250cv, é necessário que seja fixada a carga no acelerador de forma que atinja 1500 RPM e permaneça estável nessa rotação. Dessa forma, é realizada uma aferição por intermédio da aquisição de temperaturas e intermédio de termopares do tipo K através de uma placa de aquisição. Será fornecido uma planilha onde ocorrerá o monitoramento a cada 5 minutos até o motor entrar em regime permanente. A partir das temperaturas obtidas, será possível realizar os cálculos da energia perdida para os componentes do motor.

Outras observações:

- O experimento poderá ser com ou sem o uso do ar condicionado do laboratório;
- Existe a opção de aumentar a humidade do ambiente interno do lab com o uso dos ventiladores humidificadores.

[illegible]

a) Energia perdida para o bloco do motor:

Parte da energia gerada na combustão é perdida também através de uma troca térmica no bloco do motor. Através do sistema de aquisição de dados, foram registradas as temperaturas abaixo apresentadas:

$$T_{int \text{ do motor}} = 50,79^{\circ}\text{C}$$

$$T_{parede \text{ ext motor}} = 45,85^{\circ}\text{C}$$

$$T_{amb} = 25,17^{\circ}\text{C}$$

$$Espessura = Dx = 0,0132m$$

Para que seja possível estimar a troca térmica pelo bloco do motor ao ambiente, será necessário monitorar o funcionamento até a estabilização do fluxo de calor, em que o sistema tenha entrado em regime permanente. A partir das temperaturas acima apresentadas, é necessário a definição da troca térmica por convecção, a partir das seguintes ações apresentadas abaixo:

$T_m = \frac{45,85+25,17}{2} = 35,51^{\circ}\text{C}$ - com base nesta temperatura, consultando a tabela de propriedades por "ar":

$$\rho = 1,1406 \text{ Kg}/m^3$$

$$\mu = 1,9977 \cdot 10^{-6} \text{ Kg}/m \cdot \text{seg}$$

$$K = 26,8 \cdot 10^{-3} \text{ W}/m \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pr} = 0,706$$

$$\nu = 17,46 \cdot 10^{-6} m^2/s$$

$$\beta = \frac{1}{(35,51 + 273)} = 3,241 \cdot 10^{-3} \cdot K^{-1}$$

Número de Grashof:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} = 90,8 \cdot 10^7$$

Número de Rayleigh:

$Ra = Gr \cdot Pr = 6,4 \cdot 10^8$ - como é menor do que $<10^9$ o escoamento é no Regime Laminar.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = \frac{0,679 \cdot Pr^{\frac{1}{2}} \cdot Gr^{\frac{1}{4}}}{(0,952 + Pr)^{\frac{1}{4}}} = 87,27$$

$$h = \frac{Nu \cdot K}{L} = \frac{87,27 \cdot 26,8 \cdot 10^{-3}}{0,75} = 3,11 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Com base no valor especificado de convecção, a rejeição de calor no bloco do motor, considerando as dimensões laterais do motor como sendo (0,53 x 0,75) m para cada face do motor.

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T = 3,11 \cdot (0,53 \cdot 0,75) \cdot (45,85 - 25,17) = 25 \frac{W}{\text{face do motor}}$$

Para as faces dianteiras e traseiras é considerado uma área de $0,53m \times 0,195m$

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T = 3,11 \cdot (0,195 \cdot 0,53) \cdot (45,85 - 25,17) = 6,65 \frac{W}{\text{face do motor}}$$

Energia total perdida para o bloco do motor:

$$q = 2 \times 25 + 2 \times 6,65 = 63,3W = 0,0633kW$$

b) REJEIÇÃO TÉRMICA DO RADIADOR DE ÁGUA

O radiador de água é responsável pela troca térmica do fluido de arrefecimento proveniente do motor. Aquecido após receber o calor do bloco do motor, e logo atravessa o radiador para que faça o resfriamento do fluido e seja ejetado novamente para o arrefecimento do bloco do motor e manutenção da temperatura de trabalho do sistema. Para realização deste ciclo, o fluido é succionado e pressurizado por intermédio de uma bomba d'água.

Para a análise de performance do circuito de arrefecimento do motor, é necessário a aferição da temperatura de entrada e saída do radiador.

O líquido de arrefecimento, geralmente costuma ser água destilada e ou uma solução de água destilada + Etileno Glicol (o que garante melhores propriedades termo físicas a água).

Outro registro importante, é identificar a vazão volumétrica do fluido de arrefecimento, no qual em nosso experimento será implementado por intermédio de um Tubo de *Venturi* para obtenção da vazão volumétrica a partir da diferença de pressão entre as constrições do *Venturi* com os manômetros e em seguida a utilização da “Fórmula de Bernoulli” para que se defina a vazão ($\dot{m}$) do sistema. Baseado nessas aquisições, é fundamental o cálculo da potência dissipada (Q_{cw}) afim de que seja feito o Balanço Energético de todo o bloco do motor.

Sabendo o calor específico a pressão constante (C_p) do fluido que percorre nas volutas em kJ/Kg.K, a diferença de temperatura de entrada e saída (ΔT) em K (Temperatura Kelvin) e a vazão volumétrica de fluido ($\dot{m}$) em Kg/s, é possível definir a potência utilizada com a dissipação de calor do radiador no fluido.

c) CÁLCULO DA VAZÃO ($\dot{m}$)

Antes do funcionamento do motor, é necessário o uso de medidas de segurança para que não haja acidentes e avarias no próprio propulsor, dentre elas:

1º Passo - Normas de Segurança

- Verificar se existem algum objeto desprendido sobre o motor;
- Verificar se o circuito do Venturi está devidamente aberto;
- Não se aproximar do motor durante o funcionamento inicial;
- Verificar se uma das válvulas do tubo de descarga do compressor se encontra aberta;

2º - Passo:

Após garantidos os critérios de segurança, o motor deverá ser ligado e a faixa de rotação ajusta a 1500 RPM (como será apresentado pelo professor), aguardar a estabilização do motor e em seguida fazer a leitura dos manômetros de pressão, posicionados no duto de saída de água do radiador.

$$\Delta P = 1,0 \text{ Psi}$$

3º - Passo:

Após a estabilização, é necessário a aferição da diferença de pressão entre os dois manômetros utilizados no Venturi (ΔP) em PSI. Converter o dado em PSI para Pascal (Pa), e em seguida converter para metros coluna de água (mca).

$$1\text{Psi} = 6894,76\text{Pa}$$

$$1\text{Pa} = 0,000101974\text{mca}$$

$$\text{Logo, } 6894,76\text{Pa} = 0,70309\text{mca}$$

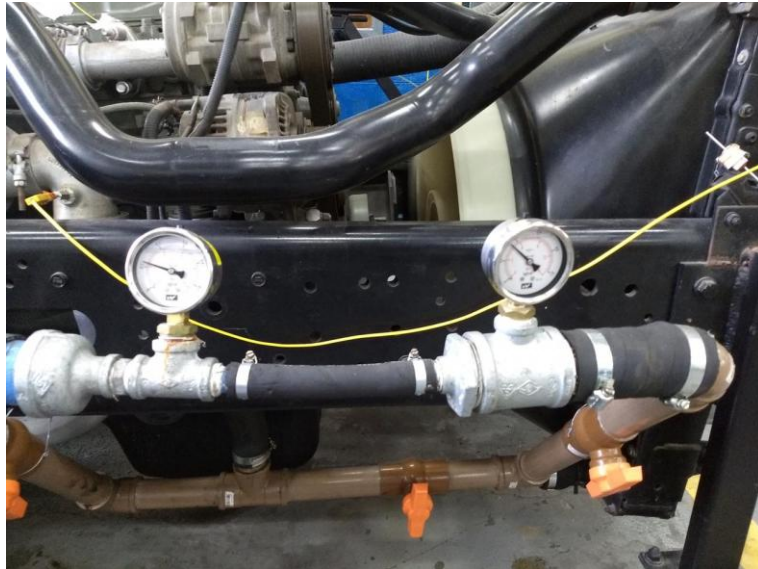


Figura 8 - Tubo de Venturi

4º - Passo:

Sabendo que o Venturi trabalha com uma constrição de 2" para 3/4", calcular o K, que é a razão entre o maior diâmetro com o menor diâmetro para introdução da perda de carga no processo, utilizando a tabela abaixo:

$$D = 2" = 0,0508\text{m}$$

$$d = \left(\frac{3}{4}\right)" = 0,01905\text{m}$$



D/d	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,5	3	4	5	10	∞
K	0,15	0,25	0,34	0,38	0,41	0,44	0,46	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,5

$$K=0,48$$

5º - Passo:

É necessário o cálculo da velocidade no segundo trecho para encontrarmos a vazão e em seguida a velocidade no primeiro trecho.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4}}} \text{ (m/s)}$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{\frac{2,9,8m}{s} \cdot (0,70309mca)}{1 + 0,48 - \frac{0,01905m^4}{0,0508m^4}}} = 3,07m/s$$

6º - Passo:

Após o cálculo da velocidade no segundo trecho, é possível acharmos a vazão (Q) que é a variável necessária para obter a performance do radiador de água.

$$Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$Q = \frac{3,07\left(\frac{m}{s}\right) \cdot \pi \cdot 0,01905^2}{4} = 0,875L/s$$

d) CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA NA PRESSÃO DE SATURAÇÃO (C_p)

1º - Passo:

O fluido que escoa pelo motor, é a água destilada. Portanto, é preciso que seja feito a média aritmética entre a temperatura de saída e temperatura de entrada.

$$\frac{37,10^\circ\text{C} + 33,70^\circ\text{C}}{2} = 35,40^\circ\text{C}$$

2º - Passo:

Após a obtenção da média aritmética, buscar na tabela abaixo o valor do calor específico na pressão de saturação (C_p) correspondente a temperatura encontrada.

Calor Específico da Água na Pressão de Saturação			
Temperatura			Calor Específico (Cp) à pressão constante
°F	K	°C	kJ/Kg.K
32	273	0	4,226
41	278	5	4,206
50	283	10	4,195
59	288	15	4,187
68	293	20	4,182
77	298	25	4,178
86	303	30	4,176
95	308	35	4,175
104	313	40	4,175
113	318	45	4,176
122	323	50	4,178
167	348	75	4,190
212	373	100	4,211
248	393	120	4,232
284	413	140	4,257
320	433	160	4,285
356	453	180	4,396
392	473	200	4,501
428	493	220	4,605
464	513	240	4,731
500	533	260	4,982
536	553	280	5,234
572	573	300	5,694

$$C_p = 4,175 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right)$$

f) Cálculo da Performance do Radiador de Água (Q_{cw})

Após a obtenção das variáveis de calor específico a pressão de saturação, a diferença de temperatura entrada/saída do motor e a vazão mássica do fluido, é

permitido o cálculo da potência dissipada do radiador através do calor obtido pelo fluido.

$$Q_{cw} = \dot{m} x C_p x \Delta T \text{ (KW)}$$

$$\dot{m} = 0,000875 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\rho = 995,65 \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$C_p = 4,175 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right)$$

$$\Delta T = 37,10^\circ C - 33,70^\circ C = 3,4^\circ C = 3,4K$$

$$Q_{cw} = 0,000875 \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 995,65 \left(\frac{Kg}{m^3} \right) \times 4,175 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right) \times 3,4K$$

$$Q_{cw} = 12,37kJ/s$$

g) Análise de Performance Energética do Radiador de Ar:

O radiador de ar do motor é responsável pelo resfriamento de todo o ar succionado pelo compressor do turbocompressor, para que aumente a eficiência de combustão através da diminuição da densidade do ar, possibilitando o aumento de volume injetado de ar no motor e consequentemente de combustível. Dessa forma, será apenas para efeito de cálculo, não será utilizado no balanço energético do motor por não utilizar potência térmica rejeitada, porém para questões estequiométricas do motor é de suma importância o dado de vazão mássica de ar que será obtido através desse tópico.

Para o cálculo em baixa rotação do motor ISBe - 250, é necessário que seja fixada a carga no acelerador de forma que atinja 1500 RPM e permaneça estável nessa rotação. Assim, é preciso que faça as aquisições até que a diferença de temperatura de saída e entrada do radiador de ar (ΔT) seja minimamente estável para não haver discrepância nos resultados.

Desse modo, a partir do calor específico a pressão constante (C_p) do ar dado em tabela, que percorre o radiador de ar em kJ/Kg.K, sabendo a diferença de temperatura de entrada e saída (ΔT) em K e sua vazão em massa do fluido ($\dot{m}$) em Kg/s, é possível definir a potência de dissipação de calor do radiador de ar.

h) CÁLCULO DA VAZÃO DE AR PASSANDO PELO CAC (*Charge Air Cooler*) ($\dot{m}$)

Para o cálculo da vazão, é necessário saber a vazão na saída do CAC a 1500 RPM, que é calculado a partir da área do duto (circunferência) multiplicado pela velocidade do ar de passagem, que já foi obtido a partir de um anemômetro.

$$\text{Área} = 0,635m \times 0,545m = 0,346m^2$$

$$\text{Velocidade}_{ar} = 17m/s$$

$$\dot{m} = 0,346m^2 \times 17 \left(\frac{m}{s} \right) = 5,88 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

i) Cálculo do Calor Específico do Ar na Pressão de Saturação (C_p)

1º - Passo:

O fluido admitido pelo motor é considerado o ar como gás ideal. Portanto, primeiramente precisamos fazer a média aritmética entre a temperatura de saída e temperatura de entrada.

$$\frac{36,92^\circ\text{C} + 26,62^\circ\text{C}}{2} = 31,77^\circ\text{C}$$

2º - Passo:

Após sabermos a média aritmética, buscar na tabela abaixo o valor do calor específico na pressão de saturação (C_p) correspondente a temperatura encontrada.

Calor Específico do Ar Seco à Pressão Atmosférica	
Temperatura	Calor Específico (C_p) à pressão constante

°F	K	°C	kJ/Kg.K
32	273	0	1,011
68	293	20	1,012
104	313	40	1,014
140	333	60	1,017
176	353	80	1,019
212	373	100	1,022
392	473	200	1,035
572	573	300	1,047
752	673	400	1,059

$$C_p = 1,014 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right)$$

J) MEDIÇÃO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA NO RADIADOR DE AR (ΔT)

Após a estabilização de temperatura do motor a 1500 RPM, fazer a verificação da temperatura antes da entrada do radiador e a temperatura na saída do radiador. Após a aferição, fazer a subtração entre eles e obter a diferença de temperatura (ΔT)

$$\Delta T = 36,92^{\circ}\text{C} - 26,62^{\circ}\text{C} = 10,3^{\circ}\text{C}$$

k) CÁLCULO DA POTÊNCIA FINAL

Após a obtenção das variáveis de calor específico a pressão de saturação, a diferença de temperatura entrada/saída da mangueira do radiador CAC e a vazão mássica do fluido, é permitido o cálculo do desempenho do radiador de ar.

$$Q_{CAC} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \text{ (KW)}$$

$$C_p = 1,014 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right)$$

$$\rho = 1,205 \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$Q_{CAC} = 5,88 \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 1,205 \left(\frac{Kg}{m^3} \right) \times 1,014 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right) \times 10,3K$$

$$Q_{CAC} = 74,0 \text{ kJ/s}$$

l) Análise da Performance Energética dos Gases de Exaustão:

Os gases de escape que são liberados pelo escape do motor são uma grande fonte de calor rejeitado, portanto, como o objetivo é mensurar todo o calor rejeitado do motor, os gases de exaustão serão mapeados e indicados nesse tópico.

Para o cálculo em baixa rotação do motor ISBe-250, é necessário que seja fixada a carga no acelerador de forma que atinja 1500 RPM e permaneça estável nessa rotação. Dessa forma, é preciso que faça as aquisições até que a diferença de temperatura entre o ambiente e os gases (ΔT) seja minimamente estável para não haver discrepância nos resultados.

Dessa forma, a partir do calor específico a pressão constante (C_p) do ar dado em tabela que percorre todo o duto de escape na unidade kJ/Kg.K, sabendo a diferença de temperatura de saída e temperatura ambiente (ΔT) em K e sua vazão volumétrica de fluido ($\dot{m}$) em Kg/s, é possível definir a potência de dissipação de calor dos gases de exaustão do motor.

m) Cálculo da Vazão ($\dot{m}$)

1º - Passo:

Para o cálculo da vazão mássica dos gases de combustão, primeiramente é preciso utilizar um instrumento de medição de velocidade do fluido, o anemômetro. A partir então, levá-lo ao lado externo do laboratório e fazer a aquisição da velocidade dos gases de exaustão repetidas vezes até que se chegue a um valor com uma diferença tolerável, medida em (m/s).

2º - Passo:

Para finalizar o cálculo da vazão, é necessário fazer a medição do diâmetro e em seguida fazer o cálculo da área da circunferência admitindo que a área seja πR^2 . Medição em (m^2).

3º - Passo:

Após a aquisição dos dois dados anteriores, o cálculo será realizado através da fórmula em (m^3/s):

$$\rho_{ar} = 0,854 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$\dot{m} = \text{Área} \times \text{Velocidade do Ar}$

$$\dot{m} = \pi \times (0,047825\text{m})^2 \times 8,8\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 0,0632\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

n) **Rejeição Térmica dos Gases de Exaustão**

$$C_p = 1,19\left(\frac{\text{kJ}}{\text{Kg.K}}\right)$$

$$\dot{m} = 0,0632\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$\Delta T = 145,74^\circ\text{C} - 25,17^\circ\text{C} = 120,57^\circ\text{C} = 120,57\text{K}$$

$$\rho_{ar} = 0,854\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

$$Q = 0,0632\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \times 0,854\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times 1,19\left(\frac{\text{kJ}}{\text{Kg.K}}\right) \times 120,57\text{K}$$

$$Q = 7,74\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$$

10.5 CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA TOTAL PERDIDA NO MOTOR

Sabe-se que nem toda energia que o motor produz é transformada em trabalho, parte da potência é perdida para o radiador de água, bloco do motor e para os gases de exaustão. Deste modo, é possível encontrar a energia que o motor perde para esses componentes.

$$Q_{\text{exaustão}} = 7,74\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$$

$$Q_{\text{Radiador de água}} = 12,37\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$$

$$Q_{\text{Bloco do motor}} = 0,0633\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$$

$$Q_{\text{total}} = 7,74 + 12,37 + 0,0633 = 20,1733 \text{ kW}$$

Foi possível encontrar uma potência bruta de 34,142 kW produzida no motor Euro 3 do laboratório de mecânica através da massa de combustível consumida

medida no tanque. Também foi calculado acima, a energia total perdida no motor de 23kW.

A partir desses dados é possível calcular o trabalho produzido do motor da seguinte maneira:

$$W = P_{bruta} - P_{rejeitada}$$

$$W = 34,142kW - 20,1733kW = 13,9687kW$$

Eficiência do motor:

$$\eta = \frac{13,9687kW}{34,142kW}$$

$$\eta = 0,41$$

Considerações finais:

O motor produz uma energia de 34,142 kW porém é obtido um trabalho de somente 13,969 kW, os 20,173 kW restantes são perdidos para elementos citados acima. Algumas explicações para o motor não possuir a potência bruta de 369kW, como apresentado no relatório dinamométrico é devido o mesmo não fator de carga (bancada dinamométrica), não exigindo dele torque e potência adequados.

11 MOTOR OTTO

O Motor Ciclo Otto é um motor de combustão interna, que aproveita a energia proveniente da queima de combustível nos cilindros e possui alto rendimento energético.

11.1 OBJETIVO- REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR CICLO OTTO

O experimento proposto tem como objetivo avaliar no Motor Otto algumas condições de análise térmica. A importância desta atividade está em conciliar a teoria e o método experimental como ferramenta na análise da rejeição térmica do motor.

O motor utilizado é o modelo HR16, o qual está instrumentado com termopares tipo K nos seguintes pontos:

- Ambiente
- Entrada do radiador água
- Saída do radiador água
- Bloco do motor, lado externo
- Admissão de ar
- Bloco do motor, lado interno
- Sistema de exaustão

11.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO OTTO

O motor será avaliado em condições de baixa rotação a 1500 rpm. Considerando um ciclo ideal, o motor utilizado para realizar as análises é o HR16, do veículo Nissan March 1.6 SL, possuindo 16 válvulas, localizado no laboratório de mecânica da FAT-UERJ.

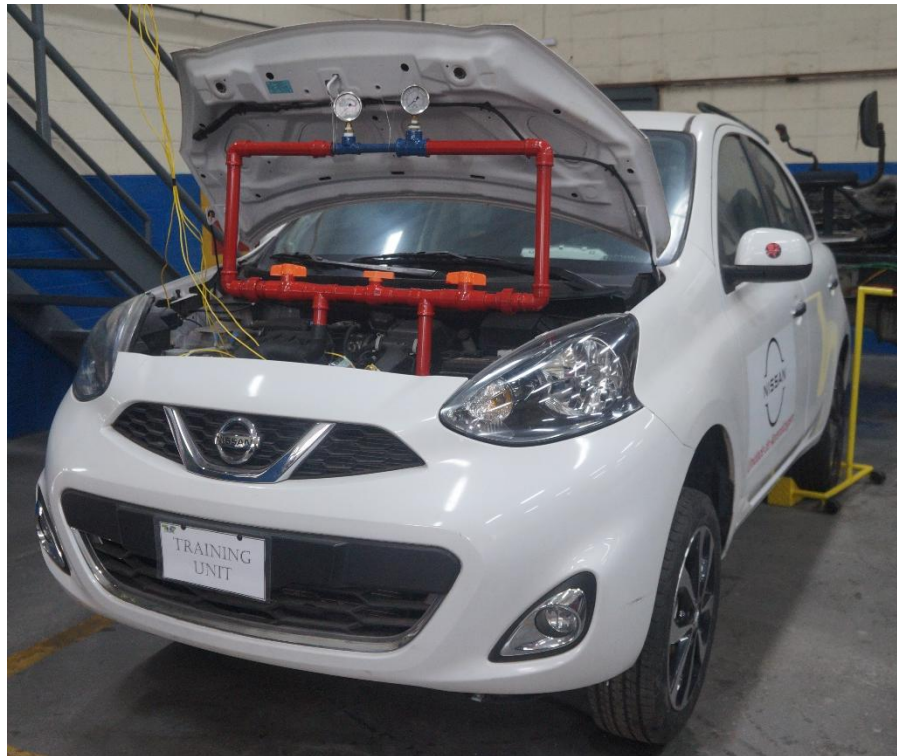
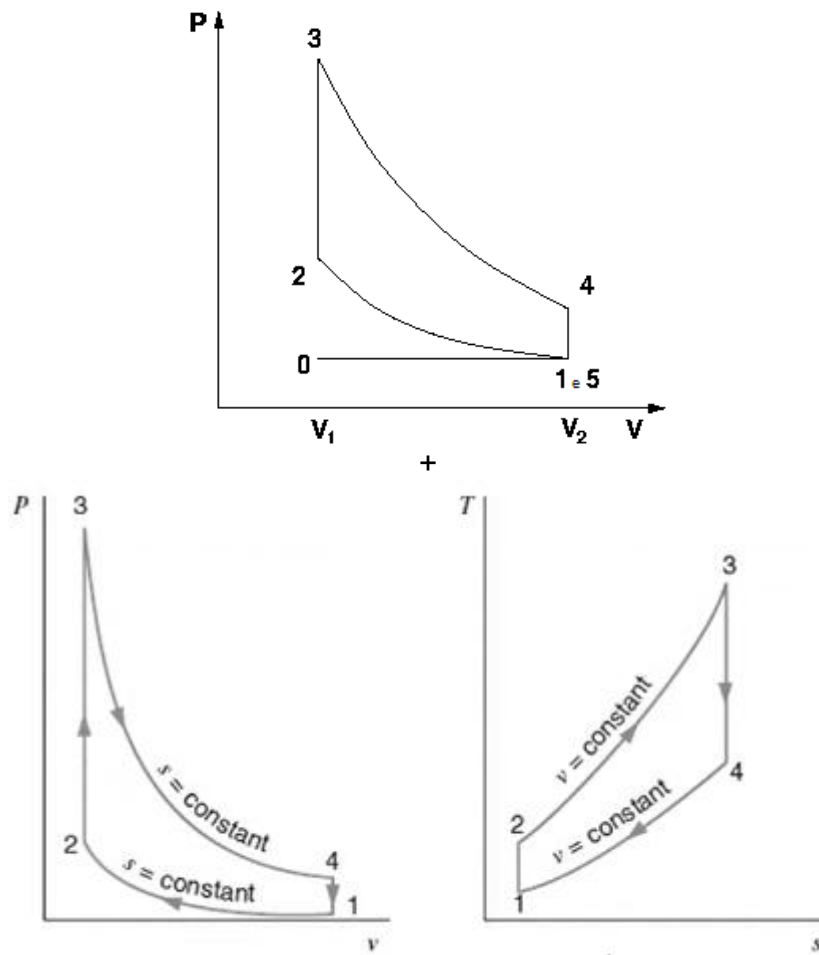


Figura 9-Instrumentação do Nissan March 1.6 SL.

CICLO OTTO

No Ciclo Otto de 4 tempos, o processo tem como:

- primeira etapa, quando a válvula de admissão se abre, permitindo a entrada da mistura ar/combustível é admitida pela câmara de combustão;
- na segunda etapa a válvula de admissão se fecha e o pistão sobe comprimindo a mistura.;
- na terceira etapa, com o pistão na posição superior a vela de ignição solta uma faísca provocando a explosão da mistura e empurrando o cilindro para baixo;
- por último, a quarta etapa tem a válvula de escape aberta para que o gás quente resultante da queima seja repelido da câmara de combustão, resfriando o sistema. Após a saída do gás quente, o pistão sobe para diminuir o volume na câmara de combustão, o que faz encaminhar o gás restante para fora do motor.



Fases do Processos:

- 0-1: Admissão isobárica
- 1-2: Compressão adiabática
- 2-3: Combustão isocórica
- 3-4: Expansão adiabática
- 4-5: Exaustão isocórica

Características do motor HR16 1.6 SL:

- Poder calorífico inferior da Gasolina = 46 MJ/kg
- Peso específico da gasolina= 840 kg/m³ (valor mínimo)
- $R_{ar} = 29,27 \left(\text{kgf} \cdot \frac{\text{m}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$
- Relação de compressão= 10,7

Dados de Entrada:

$$T_1 = T_{amb} = 20^\circ\text{C} = 293\text{K}$$

Ponto 1:

$$P_1 = 1 \text{ atm} = 10,3 \times 10^3 \left(\frac{\text{KgF}}{\text{m}^2} \right)$$

$$P_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1$$

$$10,3 \times 10^3 \cdot v_1 = 29,27 \times 293$$

$$v_1 = 0,83 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right)$$

Ponto 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{Rc} = \frac{0,83}{10,7} = 0,0776 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1}$$

$$T_2 = 293 \times 10,7^{0,4} = 756,17$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K$$

$$P_2 = 10,3 \times 10^3 \times 10,7^{1,4} = 2,8 \times 10^5 \left(\frac{\text{KgF}}{\text{m}^2} \right)$$

Sabendo que o motor a 1500rpm possui uma potência de 16,6 kW e um consumo de 7,3 L/h, apontado em mapeamento de dinamômetro, é possível calcularmos a temperatura no ponto 3, conforme mostrado na tabela:

Rotação (rpm)	Torque (Nm)	Potência(kW)	Consumo (L/h)
1200	101,8	12,7	5,7
1500	106,3	16,6	7,3
1600	107,8	17,9	7,8
2000	125,4	26,2	10,9
2400	129,3	32,4	13,3
2800	133,9	39,3	15,3
3200	137,1	46,2	17,9
3600	138,6	51,8	20,9
4000	143,3	60,2	25,4

Tabela 1- Bancada de teste Nissan

O calor específico da gasolina ($c_p = 1,09(\text{kJ/kg}^\circ\text{C})$) foi calculado a partir da mistura estequiométrica.

Para realizar as próximas análises será necessário transformar o consumo de L/h para kg/s, na faixa de análise de rotação em 1500 rpm.

$$\dot{m} = 7,3 \left(\frac{L}{h} \right) \times 840 \left(\frac{kg}{m^3} \right) = 2,0278 \times 10^{-6} \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 840 \left(\frac{kg}{m^3} \right) = 1,703 \times 10^{-3} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$q_H = 1,703 \times 10^{-3} \left(\frac{kg}{s} \right) \times 46 \times 10^3 \left(\frac{kJ}{kg} \right) = 78,35 kW$$

$$\eta = \frac{16,6}{78,35} = 21,20\%$$

Após encontrarmos todos os dados é possível calcular a temperatura no ponto 3 e consequentemente a pressão no mesmo:

$$q_H \times \eta = \dot{m} \times Cp \times (T3 - T2)$$

$$T3 = \left(\frac{16,6 \times 0,2120}{1,703 \times 10^{-3} \times 1,09} \right) + 756,17$$

$$T3 = 2652K$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

$$P_3 = \frac{P_2 \times T_3}{T_2} = \frac{2,8 \times 10^5 \times 2652}{756,17} = 9,82 \times 10^5 \left(\frac{KgF}{m^2} \right)$$

Ponto 4:

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^K$$

$$P_4 = \frac{9,82 \times 10^5}{(10,7)^{1,4}} = 3,5 \times 10^4 \left(\frac{KgF}{m^2} \right)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{K-1}$$

$$T_4 = \frac{2652,21}{(10,7)^{0,4}} = 1027,6K$$

11.3 REJEIÇÃO TÉRMICA DO MOTOR

Para calcular a rejeição térmica do motor HR16, o mesmo deverá estar em condição de baixa rotação, ou seja, é necessário que seja fixada uma carga no acelerador de forma que se mantenha constante a 1500 RPM. Após fixar a rotação do motor, é realizado uma aferição por intermédio da aquisição de temperaturas através de termopares do tipo K, as quais são obtidas por meio de uma placa de aquisição. Desse modo, será fornecida uma planilha onde ocorrerá o monitoramento a cada 5 minutos até que o motor entre em regime permanente. A partir das temperaturas obtidas será possível realizar os cálculos da energia perdida no motor.

Sabendo que o motor perde energia pelo bloco, radiador de água e para os gases de exaustão, o mesmo foi instrumentado em locais estratégicos com medidores de temperaturas (termopares), e também, foi instrumentado com um Tubo de Venturi na mangueira superior do radiador, com os dados extraídos, será possível calcularmos a rejeição térmica do motor e o trabalho líquido produzido.

REJEIÇÃO TÉRMICA DO RADIADOR DE ÁGUA

O radiador de água é responsável pela troca térmica do fluido de arrefecimento proveniente do motor.

Para a análise de performance do circuito de arrefecimento do motor, é necessário a aferição da temperatura de entrada e saída do radiador. O líquido de arrefecimento, geralmente costuma ser água destilada e ou uma solução de água destilada + Etileno Glicol (o que garante melhores propriedades termo físicas a água).

Outro registro importante, é identificar a vazão volumétrica do fluido de arrefecimento, no qual em nosso experimento será implementado por intermédio de um **Tubo de Venturi** para obtenção da vazão volumétrica a partir da diferença de pressão entre as constrições do *Venturi* com os manômetros e em seguida a utilização da “**Fórmula de Bernoulli**” para que se defina a vazão ($\dot{m}$) do sistema.

Baseado nessas aquisições, é fundamental o cálculo da potência dissipada (Q_{cw}) afim de que seja feito o **Balanco Energético** de todo o bloco do motor.

Sabendo o calor específico a pressão constante (C_p) do fluido que percorre nas volutas em (kJ/Kg.K), a diferença de temperatura de entrada e saída (ΔT) em K (Temperatura Kelvin) e a vazão volumétrica de fluido ($\dot{m}$) em Kg/s, é possível definir a potência utilizada com a dissipação de calor do radiador no fluido.

OBS: O sensor de temperatura do motor foi desconectado e, conseqüentemente, o ventilador elétrico funciona em sua performance máxima de forma constante, e também, a válvula termostática foi retirada a fim de ter vazão plena e constante.

CÁLCULO DA VAZÃO ($\dot{m}$)

Antes do funcionamento do motor, é necessário o uso de medidas de segurança para que não haja acidentes e avarias no próprio propulsor, dentre elas:

1º Passo - Normas de Segurança

- Verificar se existem objetos desprendidos sobre o motor;
- Verificar se o circuito do Venturi está devidamente aberto;
- Não se aproximar do motor durante o funcionamento inicial;

2º - Passo:

Após garantidos os critérios de segurança, o motor deverá ser ligado e a faixa de rotação ajusta a 1500 RPM (como será apresentado pelo professor), aguardar a estabilização do motor e em seguida fazer a leitura dos manômetros de pressão, posicionados no lado de saída de água do radiador.

$$\Delta P = 1,6 Psi$$

Observação: Em alguns momentos não é possível realizar a medição do ΔP devido a possível formação de espuma com acúmulos de bolha de ar juntos aos terminais dos manômetros.

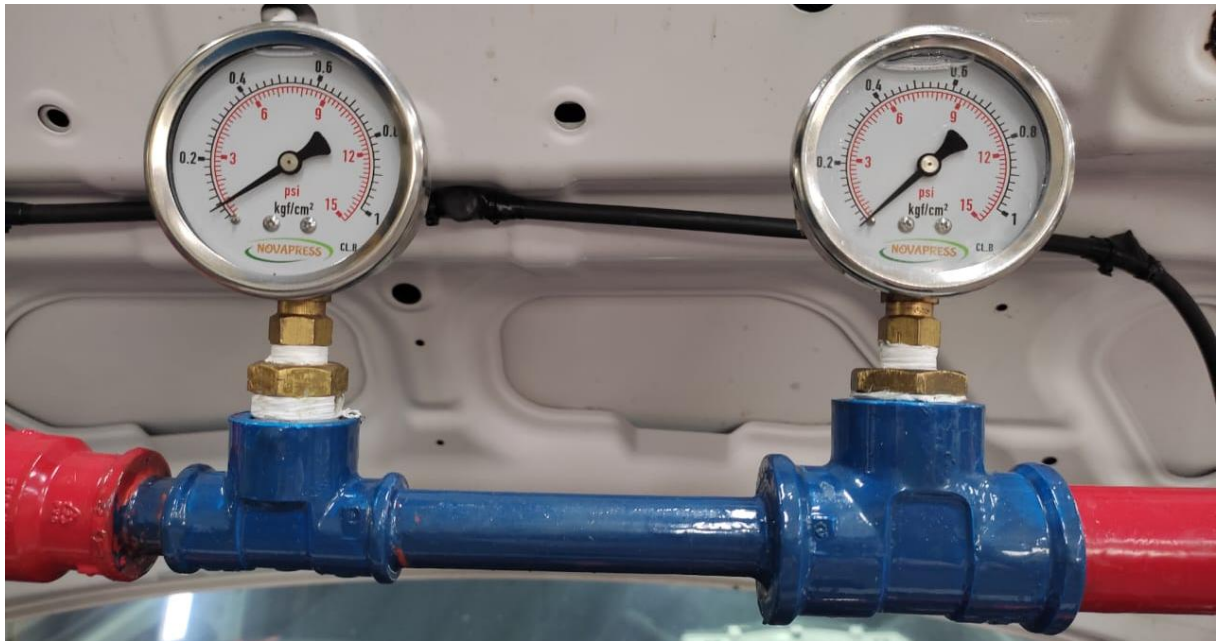


Figura 10- Manômetros

3º - Passo:

Após a estabilização, é necessário a aferição da diferença de pressão entre os dois manômetros utilizados no Venturi (ΔP) em PSI. Converter o dado em PSI para Pascal (Pa), e em seguida converter para metros coluna de água (mca).

$$1\text{Psi} = 6894,76\text{Pa}$$

$$1,6\text{Psi} = 11031,616\text{Pa}$$

$$1\text{Pa} = 0,000101974\text{mca}$$

$$\text{Logo, } 11031,61\text{Pa} = 1,125\text{mca}$$



Figura 11- Venturi

4º - Passo:

Sabendo que o Venturi trabalha com uma constrição de 32mm para 20mm calcular o “K”, que é a razão entre o maior diâmetro com o menor diâmetro para introdução da perda de carga no processo, utilizando a tabela abaixo:

$$D = 0,032m$$

$$d = 0,020m$$



D/d	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,5	3	4	5	10	∞
K	0,15	0,25	0,34	0,38	0,41	0,44	0,46	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,5

$$K=0,38$$

5º - Passo:

É necessário o cálculo da velocidade no segundo trecho para encontrara vazão e em seguida a velocidade no primeiro trecho.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4}}} \text{ (m/s)}$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2.9,81\left(\frac{m^2}{s}\right).(1,125mca)}{1 + 0,38 - \frac{(0,02m)^4}{(0,032m)^4}}} = 4,24m/s$$

6º - Passo:

Após o cálculo da velocidade no segundo trecho, é possível acharmos a vazão (Q) que é a variável necessária para obter a performance do radiador de água.

$$Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

$$Q = \frac{4,24\left(\frac{m}{s}\right).\pi.0,02^2}{4} = 1,332L/s$$

CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA NA PRESSÃO DE SATURAÇÃO (C_p):

1º - Passo:

O fluido que escoa pelo motor, é a água destilada. Portanto, é preciso que seja feito a média aritmética entre a temperatura de saída e temperatura de entrada.

$$\frac{49,56^\circ\text{C} + 44,30^\circ\text{C}}{2} = 46,93^\circ\text{C} = 320,08K$$

2º - Passo:

Após a obtenção da média aritmética, buscar na tabela abaixo o valor do calor específico na pressão de saturação (C_p) correspondente a temperatura encontrada.

Calor Específico da Água na Pressão de Saturação	
Temperatura	Calor Específico (C_p) à pressão constante

°F	K	°C	kJ/Kg.K
32	273	0	4,226
41	278	5	4,206
50	283	10	4,195
59	288	15	4,187
68	293	20	4,182
77	298	25	4,178
86	303	30	4,176
95	308	35	4,175
104	313	40	4,175
113	318	45	4,176
122	323	50	4,178
167	348	75	4,190
212	373	100	4,211
248	393	120	4,232
284	413	140	4,257
320	433	160	4,285
356	453	180	4,396
392	473	200	4,501
428	493	220	4,605
464	513	240	4,731
500	533	260	4,982
536	553	280	5,234
572	573	300	5,694

$$C_p = 4,178 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right)$$

Obs: Não foi calculado o cp da mistura (água + etileno glicol), visto dificuldade na obtenção dos dados.

CALCULO DA PERFORMANCE DO RADIADOR DE ÁGUA (Q_{cw}):

Após a obtenção das variáveis de calor específico a pressão de saturação, a diferença de temperatura entrada/saída do radiador e a vazão mássica do fluido, é

permitido o cálculo da potência dissipada do radiador através do calor obtido pelo fluido.

$$Q_{cw} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \text{ (KW)}$$

$$\dot{m} = 0,001332 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\rho = 995,65 \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$C_p = 4,178 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right)$$

$$Q_{cw} = 0,001332 \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 995,65 \left(\frac{Kg}{m^3} \right) \times 4,178 \left(\frac{kJ}{Kg.K} \right) \times (49,56 - 44,30)$$

$$Q_{cw} = 29,15 kJ/s$$

ENERGIA PERDIDA PARA O BLOCO DO MOTOR:

O motor perde energia para o Bloco do Motor ao realizar uma troca térmica com o meio externo. Sabendo desse conceito, foram instalados termopares do tipo k no interior e exterior do bloco a fim de obter essas temperaturas para os cálculos a seguir.

$$T_{int \text{ do motor}} = 58,68^\circ C$$

$$T_{parede \text{ ext motor}} = 48,98^\circ C$$

$$T_{amb} = 24,16^\circ C$$

$$Espessura = Dx = 0,0085m$$

Para que seja possível estimar a troca térmica pelo bloco do motor ao ambiente, será necessário monitorar o funcionamento até a estabilização do fluxo de calor, em que o sistema tenha entrado em regime permanente. A partir das temperaturas acima apresentadas, é necessário a definição da troca térmica por convecção, a partir das seguintes ações apresentadas abaixo:

$T_m = \frac{48,98 + 24,16}{2} = 36,57^\circ C = 310K$ - Com base nesta temperatura, consultando a tabela de propriedades por "ar":

$$\rho = 1,12812 \text{ Kg}/m^3$$

$$\mu = 189,32 \cdot 10^{-7} \text{ Kg/m.sseg}$$

$$K = 27,04 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.C}$$

$$Pr = 0,7056$$

$$\vartheta = 16,896 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = 1/(310) = 3,226 \cdot 10^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Número de Grashof:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\vartheta^2} = 1,39 \cdot 10^8$$

Número de Rayleigh:

$Ra = Gr \cdot Pr = 9,81 \cdot 10^7$ - como é menor do que $<10^9$ o escoamento é no Regime Laminar.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = \frac{0,679 \cdot Pr^{\frac{1}{2}} \cdot Gr^{\frac{1}{4}}}{(0,952 + Pr)^{\frac{1}{4}}} = 54,58$$

$$h = \frac{Nu \cdot K}{L} = \frac{54,58 \cdot 27,04 \cdot 10^{-3}}{0,37} = 4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Com base no valor especificado de convecção, a rejeição de calor no bloco do motor, considerando as dimensões laterais do motor como sendo (0,235 x 0,21) m para cada face do motor.

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T = 4 \cdot (0,235 \cdot 0,21) \cdot (48,98 - 24,16) = 4,90 \frac{W}{\text{face do motor}}$$

Para as faces dianteiras e traseiras é considerado uma área de $0,37\text{m} \times 0,21\text{m}$

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T = 4 \cdot (0,37 \cdot 0,21) \cdot (48,98 - 24,16) = 7,714 \frac{W}{\text{face do motor}}$$

Energia total perdida para o bloco do motor:

$$q = 2 \times 7,71 + 2 \times 4,9 = 25,22W = 0,02522 kW$$

ANÁLISE DA PERFORMANCE ENERGÉTICA DOS GASES DE EXAUSTÃO:

Os gases de exaustão que são liberados pelo escape do motor são uma grande fonte de calor rejeitado, portanto, como o objetivo é mensurar todo o calor rejeitado do motor, os gases de exaustão serão mapeados e indicados nesse tópico.

Dessa forma, a partir do calor específico a pressão constante (C_p) do ar dado em tabela que percorre todo o duto de escape na unidade kJ/Kg.K, sabendo a diferença de temperatura de saída e temperatura ambiente (ΔT) em K e sua vazão volumétrica de fluido ($\dot{m}$) em Kg/s, é possível definir a potência de dissipação de calor dos gases de exaustão do motor.

CÁLCULO DA VAZÃO ($\dot{m}$)

1º - Passo:

Para o cálculo da vazão mássica dos gases de combustão, primeiramente é preciso utilizar um instrumento de medição de velocidade do fluido, o anemômetro. A partir então, deve ser feito a aquisição da velocidade dos gases de exaustão repetidas vezes até que se chegue a um valor com uma diferença tolerável, medida em (m/s).

2º - Passo:

Para finalizar o cálculo da vazão, é necessário fazer a medição do diâmetro e em seguida fazer o cálculo da área da circunferência admitindo que a área seja πR^2 . Medição em (m²).

3º - Passo:

Após a aquisição dos dois dados anteriores, o cálculo será realizado através da fórmula em (m³/s):

$$\rho_{ar} = 1,12812 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\dot{m} = \text{Área} \times \text{Velocidade do Ar}$$

$$\dot{m} = \pi \times (0,021\text{m})^2 \times 2,8\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 0,003879\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

REJEIÇÃO TÉRMICA DOS GASES DE EXAUSTÃO

$$C_p = 1,09\left(\frac{\text{kJ}}{\text{Kg.K}}\right) \text{ (Considerada mistura estequiométrica)}$$

$$\dot{m} = 0,003879\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$\Delta T = 437,049^\circ\text{C} - 24,1596^\circ\text{C} = 412,8894^\circ\text{C}$$

$$\rho_{ar} = 1,12812\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

$$Q = 0,003879\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \times 1,12812\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times 1,09\left(\frac{\text{kJ}}{\text{Kg.K}}\right) \times 412,8894\text{K}$$

$$Q = 2\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right) = 2\text{KW}$$

11.4 CÁLCULO DA REJEIÇÃO TÉRMICA TOTAL PERDIDA NO MOTOR

Sabe-se que nem toda energia que o motor produz é transformada em trabalho, parte da potência é perdida para o radiador de água, bloco do motor e para os gases de exaustão. Deste modo, é possível encontrar a energia que o motor perde para esses componentes.

$$Q_{\text{exaustão}} = 2\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$$

$$Q_{\text{Radiador de água}} = 29,15\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$$

$$Q_{\text{Bloco do motor}} = 0,04064\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$$

$$Q_{\text{total}} = 2 + 29,15 + 0,025 = 31,18 \text{ kW}$$

Foi possível estimar uma potência bruta de $59,24kW$ produzida no motor HR16 do laboratório de mecânica, através da massa de combustível consumida. Também foi calculado acima, a energia total perdida no motor de $31,19kW$.

A partir desses dados é possível calcular o trabalho produzido do motor da seguinte maneira:

$$W = P_{bruta} - P_{rejeitada}$$

$$W = 78,35kW - 31,18kW = 47,16kW$$

Após encontrarmos o trabalho líquido produzido pelo motor HR16 é possível calcularmos a eficiência desse motor:

$$\eta = \frac{47,16kW}{78,35kW}$$

$$\eta = 0,6019$$

$$\eta = 60,19\%$$

11.5 CONCLUSÃO

Para o início dos cálculos foi considerado uma modelagem isentropica no Ciclo Otto, os dados obtidos estão próximos da realidade, por mais que tenham sido utilizadas as análises termodinâmicas, mesmo sabendo que o processo é irreversível e que existe uma grande interface do meio externo em cada parte do processo do ciclo. Os cálculos foram desenvolvidos com a falta do material com resultados da bancada dinamométrica, os quais nos ajudariam a obter resultados mais precisos da potência bruta do motor, rendimento, vazão do radiador entre outras informações para o desenvolvimento deste material.

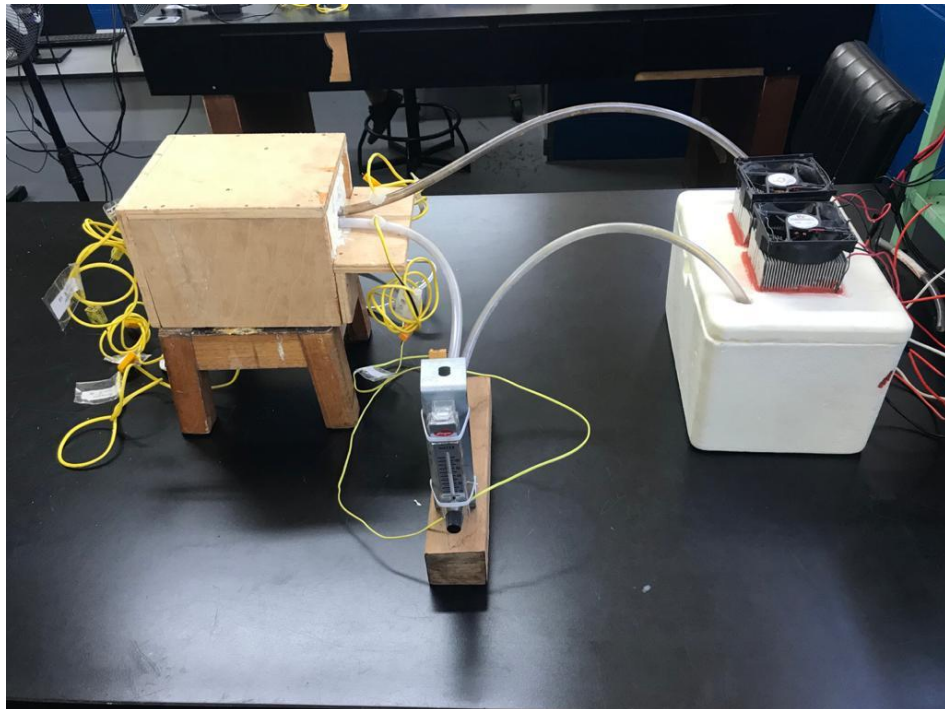
Rendimento teórico do ciclo.

$$\eta = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}} = 1 - \frac{1}{10,7^{0,4}}$$

$$\eta = 61,25\%$$

Ao comparar a eficiência de 60,19% do motor utilizando análises experimentais com o rendimento teórico do ciclo, é perceptível que os resultados encontrados estão próximos, tornando nossa análise através do balanço energético satisfatória.

12 SUMIDOURO DE CALOR



Grandes corpos de água como os oceanos, lagos e rios, bem como o ar atmosférico, podem ser modelados como reservatórios de energia térmica (ou simplesmente reservatório), que são corpos com uma capacidade de energia térmica (massa x calor específico) relativamente grande. Estes reservatórios podem fornecer ou remover quantidades de calor sem sofrer qualquer variação de temperatura. Um reservatório que **fornece** energia na forma de calor é chamado de **fonte**, e um reservatório que **recebe** energia é chamado de **sumidouro**.

12.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:

Área do bloco metálico: $0,0089 \text{ m}^2$

Espessura do bloco metálico (Δx): $0,04175 \text{ m}$

Cp da água: $4200 \text{ J/Kg.}^\circ\text{C}$

Vazão volumétrica: $1,33 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (80cc/min)

Diâmetro da tubulação de água: 10 mm

Área de superfície do trocador: $0,0032 \text{ m}^2$

Maior comprimento do trocador: 0,080 m

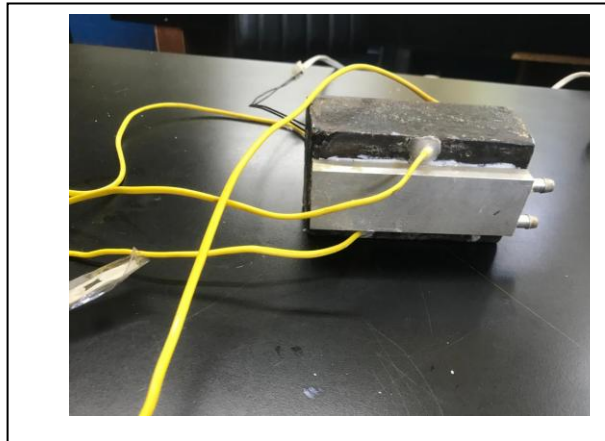
Menor Comprimento do Trocador: 0,040 m

Espessura da parede do trocador: $0,001\text{ m}$

Tipo de termopar: K

K do Ferro (bloco): $80 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

K do Alumínio(radiador): $237 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$



12.2 OBJETIVO:

A partir dos efeitos da transferência de calor por condução apresentados neste experimento, a proposta será analisar o calor dissipado no trocador de calor, determine:

- Cálculo das resistências térmicas;
- Cálculo do Fluxo de calor no sistema (Bloco + Radiador);
- Cálculo da quantidade de calor sensível (água);
- Cálculo do número de Reynolds na tubulação de água;

12.3 CONSIDERAÇÕES:

Neste experimento considera-se que o corpo de prova, radiador e sumidouro de calor são completamente adiabáticos, como meio, havendo troca apenas entre o bloco e o radiador.

Para melhorar o contato entre a resistência e o corpo de prova há uma fina camada de pasta térmica de espessura desprezível.

12.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL:

1. Primeiramente, prepare o ambiente do experimento para que o mesmo esteja organizado e livre de objetos que possam atrapalhar a dinâmica do experimento assim como danificar os equipamentos que estão sendo utilizados;
2. Em consequência de se utilizar um equipamento que está exposto a corrente elétrica e a temperatura, é preciso avaliar a segurança, tanto das pessoas que estão em volta quanto do equipamento. Certifique se estão sendo realizadas todas as análises da melhor forma possível, garanta a realização de uma atividade segura e eficiente;
3. Antes de ligar o equipamento à fonte de energia elétrica, o mesmo deve ser verificado se está com todos os terminais elétricos devidamente isolados e protegidos. É proibido o consumo de bebidas e comidas perto do experimento. Tomem cuidado com a água do reservatório junto a placa de aquisição;
4. Faça a ligação de todos os termopares na placa de aquisição de dados de acordo com as entradas analógicas já salvas no computador para o experimento, e verifique se o sinal está de acordo com as unidades de utilização, que serão apresentadas pelo professor;
5. Estando todos os termopares conectados, identificados e calibrados, será iniciada a aquisição ajustando a potência da resistência elétrica, inicialmente em 20W com o auxílio do painel amperímetro/voltímetro (Fonte 02);
6. Após ajustar a potência na fonte, iniciar a aquisição dos dados, a bomba d'água apenas será ligada após o bloco entrar em regime permanente;
7. Após o bloco entrar em regime permanente, ligue a bomba e ajuste a sua vazão para a vazão mínima de (80 cc/min);

8. Para salvar os dados das aquisições nos intervalos de 10 minutos, utilize o arquivo de Excel salvo no computador nomeado “Sumidouro de Calor”. Caso haja dúvida sobre o arquivo certo ou se não encontrar o arquivo no computador, siga o exemplo a seguir:

Tabela 1 – Planilha sugerida para controle do experimento

Convecção Natural																					
Data																					
Intervalo (s)		00:10																			
Termopar	Nº das aquisições	1	2		3		4		5		6		7		8		9		10		
	Tempo de teste	00:00	Corrigida	00:10	Corrigida	00:20	Corrigida	00:30	Corrigida	00:40	Corrigida	00:50	Corrigida	01:00	Corrigida	01:10	Corrigida	01:20	Corrigida	01:30	Corr
Q inserida (W)																					
45	Ambiente (°C)	24,40	23,11238	25,40	24,13158	24,90	23,62198	24,80	23,52006	24,70	23,41814	24,20	22,90854	24,30	23,01046	24,10	22,80662		-1,7561		-1,7
63	Entrada Água	15,90	15,28542	16,80	16,21044	17,40	16,82712	18,00	17,4438	18,50	17,9577	19,00	18,4716	19,50	18,9855	20,10	19,60218		-1,0566		-1,0
64	Saída Água	16,80	16,0627	18,90	18,2318	21,10	20,5042	21,10	20,5042	21,70	21,1239	22,40	21,8470	23,00	22,4667	23,60	23,0864		-1,2900		-1,2
65	Inferior Esquerdo	19,10	16,92902	26,60	24,78302	31,30	29,70486	34,70	33,26534	37,10	35,77862	38,80	37,55886	40,10	38,92022	41,10	39,96742		-3,0725		-3,0
66	Inferior Direito	19,70	17,68456	31,10	29,58108	35,60	34,24918	38,30	37,06204	40,50	39,354	41,80	40,70834	43,00	41,9585	44,10	43,10448		-2,8389		-2,8
67	Superior Esquerdo	18,30	15,8744	23,20	21,0277	27,20	25,2345	30,20	28,3896	32,50	30,8086	34,00	32,3861	35,20	33,6481	36,40	34,9102		-3,3717		-3,3
68	Superior Direito	18,00	16,6698	23,50	22,3123	27,30	26,2107	30,00	28,9806	32,20	31,2376	33,70	32,7764	34,80	33,9049	36,00	35,1360		-1,7964		-1,7
69	Reservatório	14,90	14,53834	16,20	15,86642	16,80	16,47938	17,40	17,09234	18,10	17,80746	18,70	18,42042	19,30	19,03338	19,80	19,54418		-0,6835		-0,6
ΔT Bloco (°C)			1,0347		5,5021		6,2544		6,4786		6,5432		6,5523		6,6628		6,5129		-0,3717		-0,3
ΔT Água (°C)			0,7773		2,0214		3,6771		3,0604		3,1662		3,3754		3,4812		3,4843		-0,2334		-0,2

12.5 CÁLCULO DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS DE CONDUÇÃO E CONVECÇÃO:

Sabe-se que a resistência térmica, pode ser através dos efeitos de condução e convecção, conforme mostrado abaixo:

$$\frac{\Delta x}{kA} \text{ -- Resistencia termica de condução}$$

$$\frac{1}{hA} \text{ -- Resistencia termica de convecção}$$

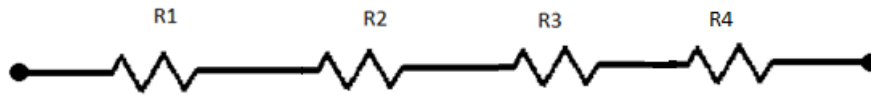
Para o experimento em estudo, é identificado:

$$R_1 = \frac{\Delta x}{kA} \text{ Resistencia térmica de condução no bloco de ferro;}$$

$$R_2 = \frac{\Delta x_2}{k_2 A_2} \text{ Resistencia térmica de condução no material isolante;}$$

$$R_3 = \frac{\Delta x_3}{k_3 A_3} \text{ Resistencia térmica de condução no corpo do trocador de calor;}$$

$$R_4 = \frac{1}{hA} \text{ Resistencia térmica de convecção no tubo do trocador com a água.}$$



$$\frac{\Delta x}{kA} \frac{\Delta x_2}{k_2 A} \frac{\Delta x_3}{k_3 A} \frac{1}{hA}$$

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$$

$$U = \frac{1}{R_t \cdot A}$$

- Análise da Resistência térmica condutiva no bloco (R1).

$$R_1 = \frac{\Delta x}{kA}$$

$$R_1 = \frac{0,0415m}{80 \frac{W}{mK} * 0,0089 m^2}$$

$$R_1 = 0,06 \Omega$$

- Análise da Resistência térmica condutiva através do material isolante (R2).

$$R_2 = \frac{\Delta x}{kA}$$

$$R_2 = \frac{0,0005m}{1,0 \frac{W}{mK} * 0,0089 m^2}$$

$$R_2 = 0,06 \Omega$$

- Análise da Resistência térmica condutiva no corpo do radiador. (R3)

$$R_3 = \frac{\Delta x}{kA}$$

$$R_3 = \frac{0,001m}{237 \frac{W}{mK} * 0,0048m^2}$$

$$R_3 = 0,00088 \Omega$$

- Análise da Resistência térmica convectiva: entre o trocador e o tubo com água.

$T_m = 21,34^\circ\text{C}$, com base nesta temperatura consultando a tabela de propriedades da água, obtemos:

$$\rho = 997,4 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$\mu = 9,8.10^{-4} \text{ Kg}/\text{m}.\text{seg}$$

$$K = 0,604 \text{ W}/\text{m}.\text{K}$$

$$\text{Pr} = 6,78$$

$$\vartheta = 9,82.10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{(21,34 + 273)} = 3,39.10^{-3} .\text{K}^{-1}$$

- Número de Grashof:

$$Gr = \frac{g.\beta.\Delta T.L^3}{\vartheta^2} = \frac{9,8.3,39.10^{-3}.(23,08-19,6).(0,08^3)}{(9,82.10^{-7})^2} = 61,38.10^6$$

- Número de Rayleigh:

$$Ra = Gr . Pr$$

$$Ra = (61,38.10^6).6,78 = 4,2.10^8$$

Como Ra é menor que 10^9 o escoamento é laminar;

- Número de Nusselt:

$$Nu = \frac{0,679.Pr^{\frac{1}{2}}.Gr^{\frac{1}{4}}}{(0,952 + Pr)^{\frac{1}{4}}}$$
$$Nu = 151,78$$

$$h = \frac{Nu.K}{L}$$

$$h = \frac{151,78 * 0,604}{0,08}$$

$$h = 1145 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$R_4 = \frac{1}{hA}$$

$$R_4 = \frac{1}{1145 * 0,0032}$$

$$R_4 = 0,273 \Omega$$

$$R_t = 0,06 \Omega + 0,06 \Omega + 0,00088 \Omega + 0,273 \Omega$$

$$R_t = 0,394 \Omega$$

1. Cálculo do fluxo de calor no sistema;

- Após calculado todas as resistências térmicas do sistema, será calculado o Coeficiente global de transferência de calor, e deste modo descobrir o fluxo de calor no sistema;
- Área do trocador = 0.0032 m²

$$U = \frac{1}{R_t \cdot A}$$

$$U = \frac{1}{0,394 * (0,032)}$$

$$U = 79,31 \text{ W}/^{\circ}\text{C} \cdot \text{m}^2$$

Cálculo do Fluxo de calor no sistema (Bloco + Radiador).

Obs : Potência dissipada na fonte = 20W

$$xq_x = UAdT$$

$$q_x = 79,31 \text{ W}/^{\circ}\text{C} \cdot \text{m}^2 * 0,032 \text{ m}^2 * (41,5 - 34,9)^{\circ}\text{C}$$

$$q_x = 17,76 \text{ W}$$

2. Cálculo do calor sensível.

- Uma maneira de determinar a quantidade de energia transferida, na forma de calor, é de calcular através da variação de 'T' em seguida, multiplicado pela vazão mássica do sistema 'm' e pelo **calor específico 'c'** da substância que o constitui, chegando ao valor da quantidade de calor:

$$\Delta Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2)$$

- Com base na vazão mássica, proveniente da vazão volumétrica multiplicada pela massa específica do fluido em estudo, é possível definir conforme abaixo:

$$\Delta Q = (\dot{V} \cdot \rho) \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3)$$

$$\dot{m} = 1,33 * 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$c_p = 4179 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\Delta T = 3,48 ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 997,4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 1,33 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4179 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} * 3,48 ^\circ\text{C} * 997,4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q = 18,84 \text{ W}$$

3. Cálculo do número de Reynolds na tubulação.

- Identificar os valores do Diâmetro da tubulação, 'D', identificar a velocidade do fluido na tubulação em função da vazão obtida pelo rotâmetro, 'V' e a viscosidade cinemática, 'v'.

$$Re = \frac{VD}{v}$$

**** para nossa visualização

$$Q = 1,33 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$A = \pi * 0,2625^2$$

$$A = 2,16 * 10^{-5} m^2$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{1,33 * 10^{-6}}{2,16 * 10^{-5}}$$

$$V = 0,062 \frac{m}{s}$$

$$D = 0,00525 m$$

$$\nu = 1,006 * 10^{-6}$$

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

$$Re = \frac{0,062 * 0,00525}{9,82 * 10^{-7}}$$

$$Re = 331,5$$

12.6 SUGESTÕES DE ANÁLISE

- Análise gráfica de performance do radiador;

Gráficos que comparem a temperatura retirada do sistema com a temperatura do sumidouro.

- Sugestões futuras
 - análise da perda de carga do sistema (medição de pressão antes e depois) sensor de pressão eletrônico;
 - análise bidimensional
 - análise de incertezas

13 TROCADOR DE CALOR COMPACTO

O estudo das diversas formas de análise de trocas térmicas, são importantes na formação acadêmica do engenheiro. Desenvolver metodologias e protocolos de análise, tem neste experimento o objetivo de despertar no discente a compreensão dos fatores externos que auxiliarão na análise para estes e outros meios mais complexos que serão trabalhados na disciplina de Fenômenos de Transporte Experimental.

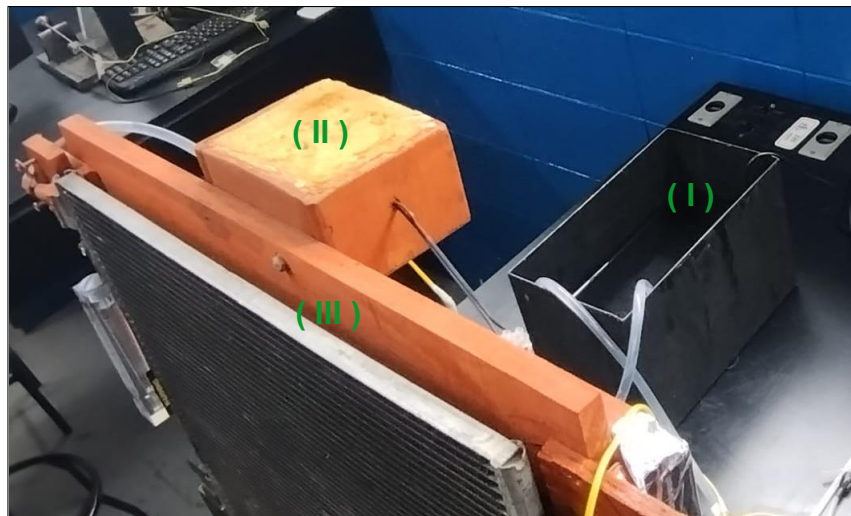


Figura 1 - Experimento proposto para análise térmica

Especificamente neste experimento, serão tratados dois modelos de radiador compacto, um modelo em bloco de alumínio (II) utilizado no controle térmico de micro computadores e um segundo modelo em forma de colmeia (III) utilizado na troca térmica em grandes quantidades de calor, através de superfícies estendidas (aletas).

13.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:

Calor específico da água(25°C): 4180 J/ kg.K;

Rotâmetro: Em galões por minuto e litros por minuto;

Tipo de termopar: K ;

Resistência elétrica: modelo; resistência, 36,3 ohm (deverá ser medida);

Radiador CPU(Bloco): Composição, alumínio; Dimensão: 40x40x12mm;

Radiador (Grande): Tipo colmeia, dimensões 59,6x45,6x2cm;

Ventoinha Elétrica: Quantidade de pás, 8; velocidade de ar, 6 m/s; diâmetro, 39cm.

Bomba d'água: Marca, Boyu; Modelo, SP – 1000; Voltagem, 110V – 60Hz; Vazão máxima, 300L/h.

13.2 OBJETIVO:

Avaliar a rejeição térmica dos radiadores, e estimular o uso de ferramentas, equipamentos e técnicas na condução do experimento.

13.3 CONSIDERAÇÕES:

O experimento é composto por 3 partes principais, descritas a seguir:

(I) O reservatório:

Recipiente para o armazenamento do fluido de trabalho (água), que será utilizado para troca térmica, passando por todo o circuito.

Será utilizado uma pequena bomba para fazer a sucção do líquido e, conseqüentemente, a pressurização a jusante do circuito, passando antes pelo medidor de vazão (anemômetro).

(II) Radiador em bloco de alumínio:

Elemento utilizado no controle térmico em CPU de micro computadores, figura 2, será neste experimento utilizado para retirar calor do componente interno, aquecido por intermédio de uma resistência elétrica, acoplada sobre a superfície deste bloco. Para este experimento, será considerado apenas o controle de temperatura na entrada e na saída do trocador compacto em alumínio.



Figura 2 – Trocador Compacto em alumínio

(III) Radiador modelo Colmeia:

Após o fluido aquecido no radiador em alumínio, figura 2, o fluido segue para o radiador tipo colmeia, figura 3, para uma segunda troca térmica, porém neste caso a troca térmica será mais acelerada devido as aletas (superfície estendida) e a possibilidade de uso da ventoinha externa, aumentando o fluxo de ar.

13.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

1. Seja organizado, prepare o ambiente onde ocorrerá o experimento garantindo que esteja livre de objetos que possam atrapalhar ou danificar os equipamentos;
2. Como o experimento utilizará eletricidade, é preciso avaliar a segurança das pessoas e dos equipamentos. Certifique-se que toda análise está sendo desenvolvida de forma correta e segura;
3. A bomba de água já estará previamente acionada na tomada 110V devendo o aluno apenas fazer a aferição da vazão.
4. Antes de ligar o equipamento à fonte de energia elétrica, o mesmo deve ser verificado se está com todos os terminais elétricos devidamente isolados e protegidos, além de obter o **valor da resistência com o multímetro**, através da medição no borne de alimentação elétrica do item II. É proibido o consumo de bebidas e

comidas perto do experimento. Tome cuidado com as hélices do ventilador;

5. Antes de iniciar todo o experimento, faça uma planilha semelhante a mostrada abaixo, figura 4, para plotar os dados de aquisição e tenha em mãos o termômetro já conectado aos termopares;
6. Ligue todo o sistema e ajuste a voltagem para próximo de 33V (visto no painel eletrônico do equipamento), evitando assim queimar o aparelho. Espere 1 a 2 minutos para iniciar a aquisição dos dados;
7. A aquisição deve ser feita no intervalo de 10 minutos até os “deltas T” se tornarem constantes.

Teste 2	Data/hora: 13/04/23 // 14:27 – 16:07 (Ventoinha ligada)										
Aquisições	Ambiente	Temp.1	Temp.2	Temp.3	V	Resistência	$\Delta T(2-1)$	$\Delta T(3-2)$	Rotâmetro		
///	°C	°C	°C	°C	V	Ohm	°C	°C	Gal/min		
1,00	26,40	26,90	27,20	26,00	33,00	36,30	0,30	1,20	0,07	Dados	
2,00	24,60	26,20	27,50	26,70	32,00	36,30	1,30	0,80	0,07	Vazão(Kg/s)	0,0044
3,00	25,30	26,50	27,80	27,20	32,00	36,30	1,30	0,60	0,07	Potência retirada-2	14,70
4,00	26,40	27,20	28,20	27,30	32,00	36,30	1,00	0,90	0,07	Potência retirada-1	18,38
5,00	26,40	27,00	28,00	27,20	32,00	36,30	1,00	0,80	0,07	Potência inserida	28,80
6,00	26,40	26,80	27,80	27,10	32,00	36,30	1,00	0,70	0,07	Eficiência-colmeia	80,00%
7,00	26,20	26,80	27,80	27,00	33,00	36,30	1,00	0,80	0,07	Eficiência-resistência	63,81%
8,00	26,20	26,70	27,70	26,90	32,00	36,30	1,00	0,80	0,07		
9,00	26,10	26,70	27,70	26,70	33,00	36,30	1,00	1,00	0,07		
10,00	26,20	26,60	27,60	27,00	32,00	36,30	1,00	0,60	0,07		
Média	26,17	26,67	27,67	26,87	32,33	36,30	1,00	0,80	0,07		

Figura 4 – Tabela sugerida para aquisição dos dados

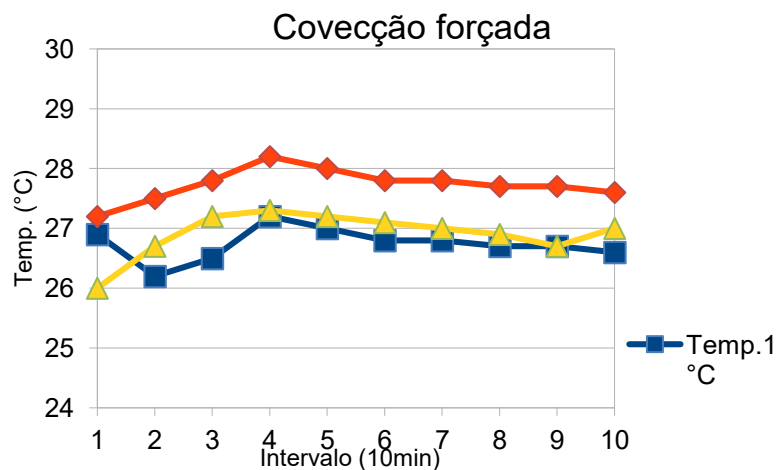


Figura 5 – Gráfico das temperaturas em relação a figura 4

Obs.: Temp.1 – Antes do aquecimento;

Temp. 2 – Depois do aquecimento;

Temp. 3 – Depois do resfriamento.

13.5 CÁLCULO

Passo 1

Em um intervalo de 10 minutos, faça a aquisição dos dados de temperatura, vazão e a tensão instantânea no painel. Como a vazão será baixa, usaremos as medidas em galões por minuto, pois é aquela que, no rotâmetro desse experimento, possui maior precisão.

Quando o experimento atingir o regime permanente em suas diferenças de temperatura (deltas), deverá ser encerrada a aquisição de dados e plotado o gráfico do comportamento térmico (como na figura 5).

Passo 2

Tirar a média de todas as últimas três diferenças de temperatura e da vazão para o cálculo das potências médias (inserida e dissipada). Converta a vazão para a unidade do $\text{kg}_{\text{(água)}}/\text{s}$.

Obs.: Fator de conversão de gal/min para $\text{Kg}_{\text{água}}/\text{s}$: $0,062811(\text{Kg}_{\text{água}}/\text{s})/(\text{gal}/\text{min})$

Para todos os cálculos, temos a equação da potência:

$$P = m \cdot c \cdot \Delta T$$

Onde:

m: Vazão mássica (kg/s);
c: calor específico do fluido ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$);
 ΔT : Variação de temperatura ($^{\circ}\text{C}$).

Passo 3



Figura 6 - Foto frontal do radiador colmeia. $P_{rejeitada-2}$: Potência rejeitada pela colmeia

Calcule a potência entre T_1 - T_2 , $P_{rejeitada-1}$ (radiador de alumínio [Bloco]), e T_2 - T_3 , $P_{rejeitada-2}$ (radiador colmeia).

Para o cálculo de eficiência percentual, faça:

$$R = 100 \cdot \frac{P_{rejeitada-2}}{P_{rejeitada-1}}$$

A exemplo da tabela (figura 4), o rendimento foi de 80%.

Passo 4

Para a resistência, despreze sua geometria e utilize a lei de Ohm para calcular a potência inserida. Portanto, para todas as medidas no S.I., a potência gerada pela resistência é:

$$P_{inserida} = \frac{V^2}{R}$$

Como a voltagem (**V**) tem pouca variação no experimento, utilizar aquela que for inicialmente colocada (em torno de 33V). A resistência (R) medida experimentalmente é definida como 36,3 ohms.

Parte dessa energia é trocada com o radiador de alumínio dentro bloco, resultando no aumento de temperatura do fluido. Portanto, a eficiência da troca térmica no radiador de alumínio é definida por:

$$R = \frac{P_{inserida}}{P_{rejeitada-1}} \cdot 100$$

Novamente observando a tabela (figura 4), percebe que o radiador de alumínio dentro bloco trocou cerca de 63,81% com a água do calor gerado pela resistência.

1.6 Sugestões

Por fim, tire as conclusões em relação a troca térmica efetuado pelo radiador colmeia. Se possível, faça o experimento com a ventoinha desligada, analise o novo rendimento, plote o gráfico das temperaturas, explique por que a eficiência do radiador de alumínio quando a ventoinha está desligada é menor do que na situação contrária.



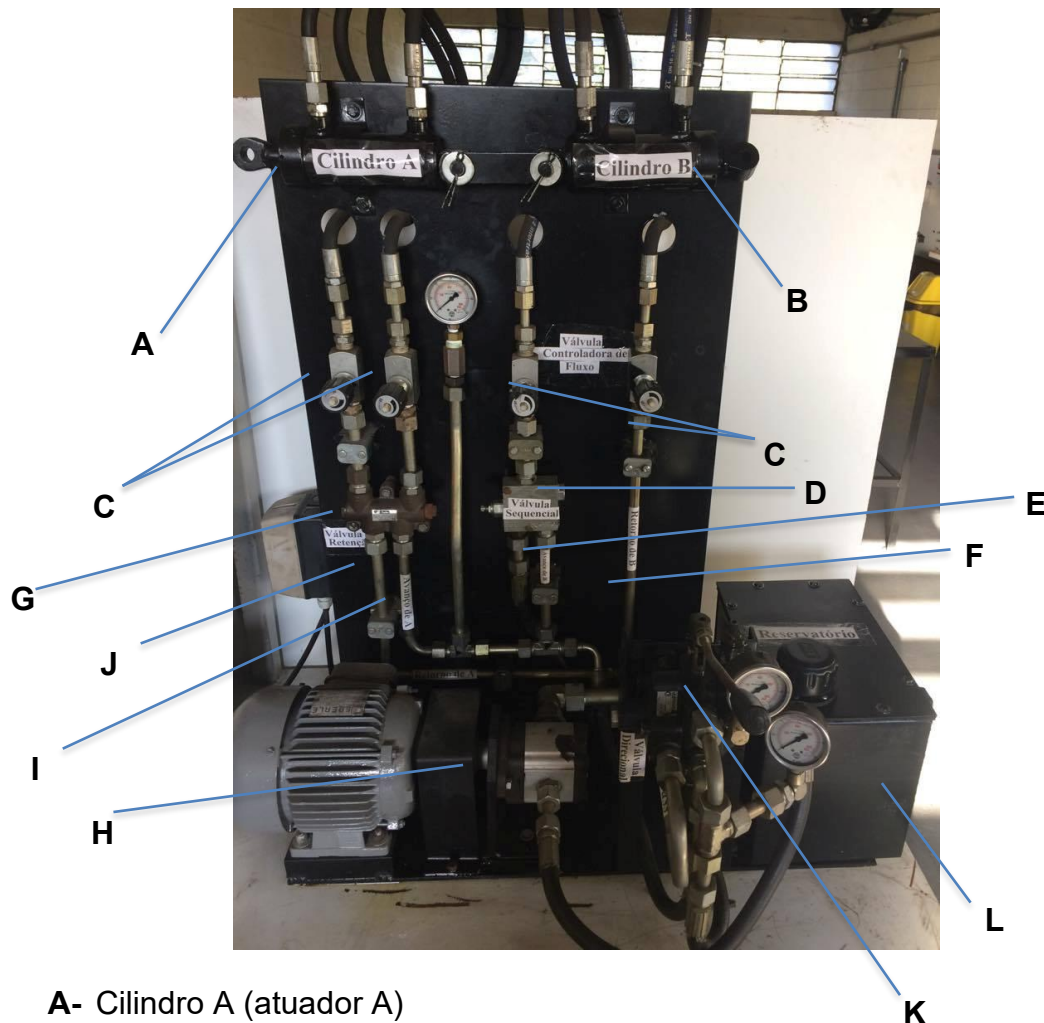
Laboratório de Motores, Hidráulica e Pneumática

Aula Prática – Bancada Hidráulica de Alta Pressão
USIMECA



14.1 OBJETIVO: ANÁLISE DO CIRCUITO HIDRÁULICO DE ALTA PRESSÃO, AVALIANDO SEUS COMPONENTES E OS EFEITOS NA PERDA DE CARGA DO SISTEMA.

Layout do Circuito:



A- Cilindro A (atuador A)

B- Cilindro B (atuador B)

C- Válvula controladora de fluxo: Esse circuito é composto por quatro válvulas localizadas nas linhas de avanço e retorno dos atuadores A e B. Estas válvulas permitem o controle com alta precisão do fluxo em um sentido. Também permitem fechar completamente o fluxo em um sentido e, ao mesmo tempo, liberar o fluxo do sentido oposto.

D- Válvula Sequencial: Localizada na linha de avanço do atuador B, tendo um “by pass” ligado à mesma. É uma válvula diretamente operada. Ela é utilizada para ligar em sequência um segundo sistema em função da pressão ajustada.

E- Tubulação de avanço do fluido do atuador B

F- Tubulação de retorno do fluido do atuador B

- G-** Válvula de retenção: Localizada na linha de avanço e retorno do atuador A, essas válvulas são utilizadas para o bloqueio de circuitos operacionais que estejam sob pressão, como segurança contra a descida de uma carga no caso de ruptura na tubulação ou contra movimentos descontínuos de consumidores tensionados hidráulicamente.
- H-** Bomba de engrenagem
- I-** Tubulação de avanço do fluido do atuador A
- J-** Tubulação de retorno do fluido do atuador A
- K-** Válvula direcional: Localizada na linha de pressão, tem por função orientar a direção que o fluxo deve seguir, a fim de realizar um trabalho proposto (atuadores duplo efeito).
- L-** Reservatório Hidráulico.

14.2 CONSIDERAÇÕES:

-Todos os acessórios utilizados na bancada estão na medida de 3/8", porém devido à falta da tabela de perda de carga para esta dimensão, foram utilizados valores dos acessórios para a medida de 3/4";

-A válvula de retenção pilotada germinada que foi utilizada, é uma peça descontinuada, por isso foram utilizados valores de uma válvula semelhante, conforme a orientação da PARKER.

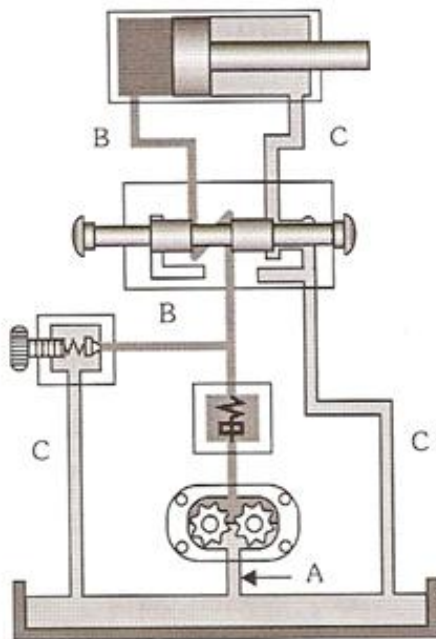
14.3 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:

- Bomba de engrenagem PARKER PT Nº 332 9914 017 / SER Nº S0107 01005
- Vazão máxima = 28 LPM = 1750 RPM
- Pressão nominal = 250 bar
- Deslocamento = 16 cm³/rot
- Massa específica do óleo = 875,9 kg/m³
- Viscosidade = 0,65 [ST]
- Válvula de retenção pilotada geminada PARKER VUD-RP-102-8SAE
- Válvula de Sequência PARKER 830343
- Válvula Direcional PARKER 1612
- Válvula Controladora de Fluxo STAUFF NDV14

14.4 Introdução: os cálculos que serão apresentados a seguir estarão formatados em uma sequência conforme mostrada abaixo. inicialmente serão listadas as perdas de carga por singularidade de conexões e em seguida serão listadas as perdas de carga das válvulas ao longo de cada circuito analisado e demais análise do processo estarão associadas a cada linha dos circuitos analisados.

Circuitos analisados:

- Linha de Sucção
- Linha de Pressão
- Linha de Avanço do atuador A
- Linha de Retorno do atuador A
- Linha de Avanço do atuador B
- Linha de Retorno do atuador B



Layout representativo:

- A: Linha de Sucção ≤ 100 cm/s;
- B: Linha de Pressão – fórmula;
- C: Linha de Retorno ≤ 300 cm/seg.

Linha de Sucção

1º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade de conexões

Singularidade	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Tê de passagem direta			

Tê de saída lateral			
Joelho de 90°			
Curva de 90°			
União roscada			
Adaptador reto			
		L2 =	cm

L1 = 33 cm

Di = 1,75 cm

2º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade (para essa análise é nula por não conter válvulas)

3º Passo: Achar o comprimento Total

LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

4º Passo: Determinar o Fator de atrito

*Velocidade recomendada para o fluido: $V = 100,00 \text{ cm/s}$

*Achar o número de Reynolds (de acordo com o tipo de material utilizado)

$$Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}}$$

*Fator de Atrito:

$$\Psi = \frac{64}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo rígido e temperatura constante})$$

5º Passo: Determinar a perda de carga total do sistema

$$-\Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot L_t \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

Linha de Pressão

1º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade de conexões

Singularidade	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
---------------	------------	-------------------------	-------------------

Tê de passagem direta			
Tê de saída lateral			
Joelho de 90°			
Curva de 90°			
União roscada			
Adaptador reto			
		L2 =	cm

L1 = 72 cm

Di = 1,25 cm

2º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade (para essa análise é nula por não conter válvulas)

3º Passo: Achar o comprimento Total

- LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

4º Passo: Determinar o Fator de atrito

*Velocidade recomendada para o fluido:

$$V = 121,65 \cdot P_{3,3}^{\frac{1}{3}} \rightarrow V = \text{_____} = \text{_____} \text{ cm/s}$$

*Achar o número de Reynolds (de acordo com o tipo de material utilizado)

$$Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \text{_____}$$

*Fator de Atrito:

$$\Psi = \frac{75}{Re} = \text{_____} = \text{_____} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

5º Passo: Determinar a perda de carga na linha de pressão

$$-\Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \text{_____} = \text{_____} \text{ bar}$$

Avanço de A

1º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade de conexões para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

- Para Tubulação de 1/2''

L1 = 142,0 cm

Di = 1,25 cm

Singularidade	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Tê de passagem direta			
Tê de saída lateral			
Joelho de 90°			
União roscada			
Curva de 90°			
União Roscada			
Adaptador Roscado			
		L2 =	cm

- Para Tubulação de 3/8''

L1 = 168 cm

Di = 0,95 cm

União Roscada			
Adaptador roscado			
		L2 =	cm

2º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade

Válvulas	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula controladora de fluxo			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Válvula Direcional			
		Dp=	bar

3º Passo: Achar o comprimento Total para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

1/2' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

3/8' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

4º Passo: Determinar o Fator de atrito

*Velocidade recomendada para o fluido:

$$V = 121,65 \cdot P_{3,3}^{\frac{1}{3}} \rightarrow V = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ cm/s}$$

*Achar o número de Reynolds (de acordo com o tipo de material utilizado)

$$1/2' - Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$3/8' - Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

*Fator de Atrito:

$$1/2' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

$$3/8' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

5º Passo: Determinar a perda de carga na linha de pressão

$$1/2' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

$$3/8' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

6º Passo: Determinar a perda de carga total do sistema

$$\Delta PT = \Delta P + Dp = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

Retorno de A

1º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade de conexões para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

- Para Tubulação de 1/2''

$$L1 = 191 \text{ cm}$$

$$Di = 1,25 \text{ cm}$$

Singularidade	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Tê de passagem direta			
Tê de saída lateral			
Joelho de 90°			
União roscada			
Curva de 90°			
União Roscada			
Adaptador Roscado			
		L2=	cm

- Para Tubulação de 3/8"

L1 = 159 cm

Di = 0,95 cm

Adaptador Roscado			
União roscada			
		L2 =	cm

2º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade

Válvulas	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula controladora de fluxo			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Válvula Direcional			
		Dp=	bar

3º Passo: Achar o comprimento Total para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

1/2' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

3/8' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

4º Passo: Determinar o Fator de atrito

*Velocidade recomendada para o fluido: $V = 300 \text{ cm/s}$

Achar o número de Reynolds (de acordo com o tipo de material utilizado)

$$1/2' - Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$3/8' - Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

*Fator de Atrito:

$$1/2' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

$$3/8' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

5º Passo: Determinar a perda de carga na linha de pressão

$$1/2' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

$$3/8' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

6º Passo: Determinar a perda de carga total do sistema

$$\Delta P_T = \Delta P + Dp = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

Avanço de B

1º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade de conexões para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

- Para Tubulação de 1/2''

L1 = 212 cm

Di = 1,25 cm

Singularidade	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Tê de passagem direta			
Tê de saída lateral			

Joelho de 90°			
Curva de 90°			
União roscada			
Adaptador roscado			
		L2 =	cm

- Para Tubulação de 3/8"

L1 = 161 cm

Di = 0,95 cm

Adaptador Roscado			
União roscada			
		L2 =	cm

2º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade

Válvulas	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula controladora de fluxo			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Válvula Direcional			
		Dp=	cm

3º Passo: Achar o comprimento Total para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

1/2' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

3/8' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

4º Passo: Determinar o Fator de atrito

*Velocidade recomendada para o fluido:

$V = 121,65 \cdot P^{\frac{1}{3,3}} \rightarrow V = \text{_____} = \text{_____} \text{ cm/s}$

*Achar o número de Reynolds (de acordo com o tipo de material utilizado)

$$1/2' - Re = \frac{v \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$3/8' - Re = \frac{v \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

*Fator de Atrito:

$$1/2' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

$$3/8' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

5º Passo: Determinar a perda de carga na linha de pressão

$$1/2' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

$$3/8' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

6º Passo: Determinar a perda de carga total do sistema

$$\Delta P_T = \Delta P + Dp = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

Retorno de B

1º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade de conexões para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

- Para Tubulação de 1/2''

L1 = 82 cm

Di = 1,25 cm

Singularidade	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Tê de passagem direta			
Tê de saída lateral			
Joelho de 90°			
Curva de 90°			
União Roscada			
Adaptador roscada			
		L2 =	cm

- Para Tubulação de 3/8"

L1 = 161 cm

Di = 0,95 cm

Adaptador Roscado			
União roscada			
		L2 =	cm

2º Passo: Listar as perdas de carga por singularidade

Válvulas	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula controladora de fluxo			
Válvula de Sequencia			
Válvula Direcional			
Válvula de Retenção			
		Dp=	bar

3º Passo: Achar o comprimento Total para as tubulações de 1/2' e 3/8' respectivamente:

1/2' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

3/8' -LT = L1 + L2 = _____ = _____ cm

4º Passo: Determinar o Fator de atrito

*Velocidade recomendada para o fluido:

V = 300 cm/s

*Achar o número de Reynolds (de acordo com o tipo de material utilizado)

$$1/2' - Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$3/8' - Re = \frac{V \cdot Di}{\nu} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

*Fator de Atrito:

$$1/2' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

$$3/8' - \Psi = \frac{75}{Re} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \rightarrow (\text{Tubo flexível com temperatura variável})$$

5º Passo: Determinar a perda de carga na linha de pressão

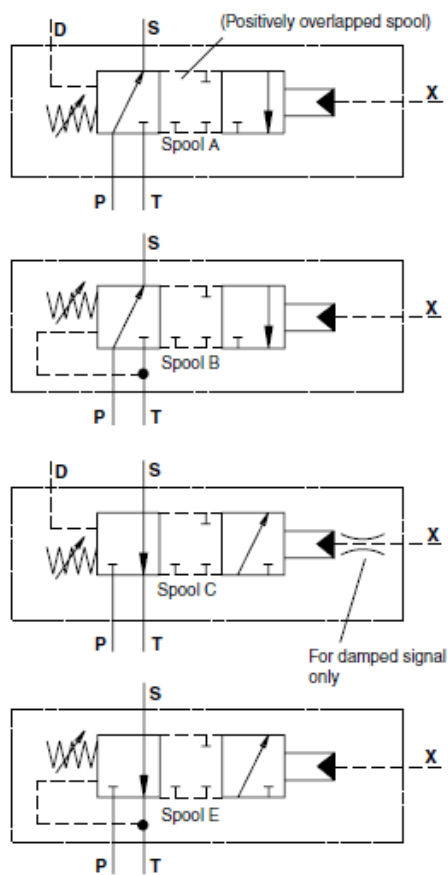
$$1/2' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

$$3/8' - \Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

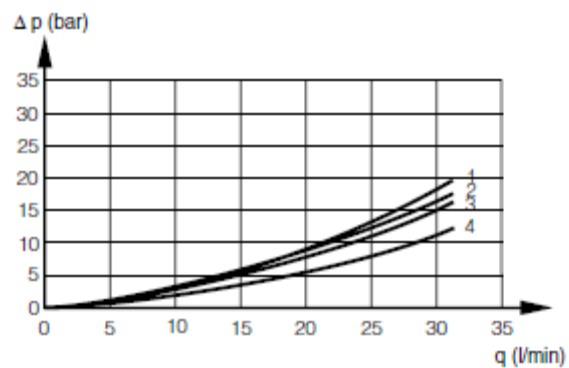
6º Passo: Determinar a perda de carga total do sistema

$$\Delta PT = \Delta P + Dp = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ bar}$$

Válvula de Sequência PARKER 830343



Functional symbols for QDS6



Pressure drop for QDS6

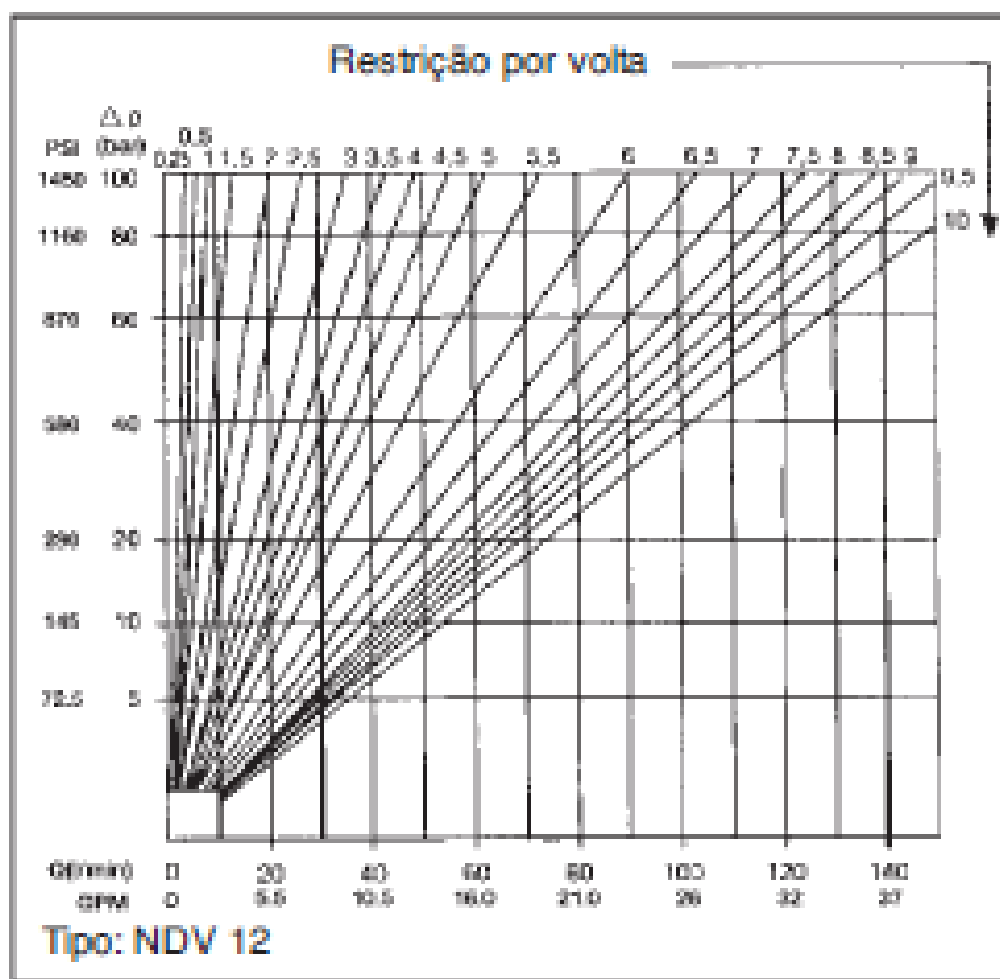
1 = Pressure drop P-S for spool A and B

2 = Pressure drop S-T for spool C and E

3 = Pressure drop P-S for spool C and E

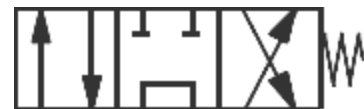
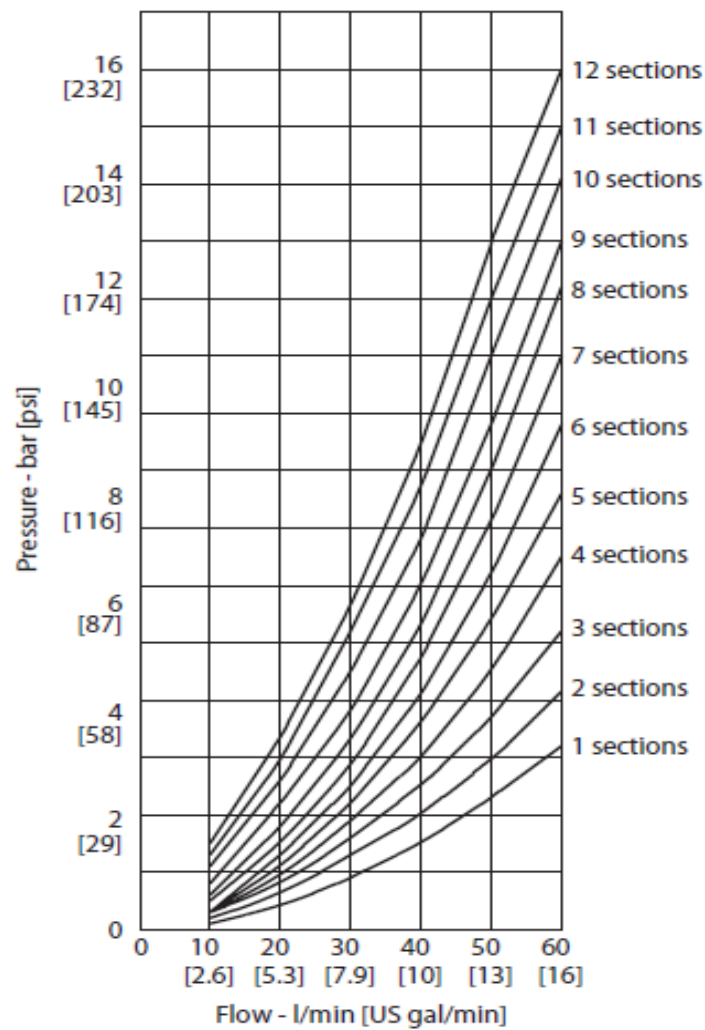
4 = Pressure drop S-T for spool A and B

Válvula Controladora de Fluxo STAUFF NDV14

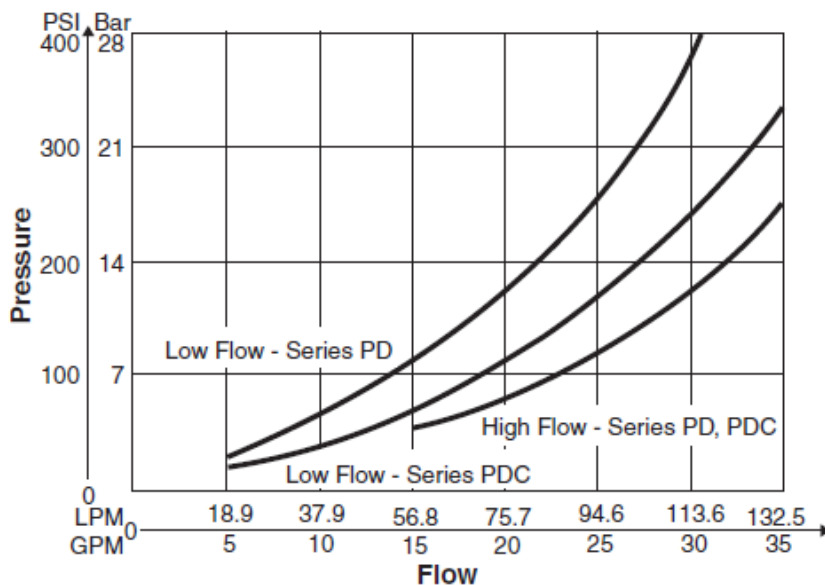


- Válvula Direcional PARKER 1612

Pressure drop (P-T) CDS 60



Válvula de retenção pilotada geminada PARKER VUD-RP-102-8SAE



Conclusão:

Ao analisar um sistema de alta pressão, bancada hidráulica (com bomba de engrenagem), foi mapeado toda a bancada e seus diversos tipos de acessórios e válvulas conforme proposta desenvolvida por Bustamante. O modelo teórico proposto mostrou-se eficiente e robusto quando comparado com a análise experimental deste trabalho. O resultado de todo este desenvolvimento, é refletido no modelo de formatação de aula prática junto aos alunos de Engenharia na análise experimental de todo o dimensionamento hidráulico do sistema como perda de carga, escoamento, velocidades, fator de atrito entre outros, validados experimentalmente através dos manômetros. Não foram considerados os erros dos instrumentos, desta forma todos os valores são nominais. Além disso, não foi analisado o efeito do Schedule no circuito proposto, porém esta análise será realizada e posteriormente atualizada o relatório.

15 TURBINA PELTON

A turbina Pelton é uma turbina hidráulica de Alta pressão que é usada para gerar energia elétrica a partir da energia potencial da água. Ela é projetada para operar com jatos de água de alta pressão que por sua vez atinge as pás da roda da turbina em diferentes ângulos, fazendo-a girar. A turbina Pelton é usada principalmente em pequenas usinas hidrelétricas, onde a água é fornecida a partir de uma elevação significativa.

A turbina Pelton tem uma estrutura simples, é confiável e fácil de manter, e oferece uma eficiência elevada na conservação da energia da água em energia elétrica. Além disso, ela é adequada para aplicações em áreas remotas ou de difícil acesso, onde a disponibilidade de água é elevada.

A principal desvantagem da turbina Pelton é que ela requer uma alta pressão de entrada de água para funcionar eficientemente, o que significa que é necessário um bom sistema de captação e condução de água para alimentá-la. Além disso, a turbina Pelton pode ser menos eficiente do que outras turbinas hidráulicas em aplicações com vazões moderadas ou baixas de água.

15.1 OBJETIVOS

O objetivo principal da turbina Pelton é converter a energia potencial da água em energia elétrica a partir de fontes renováveis, como a água. Além disso, a turbina Pelton é adequada para aplicações em pequenas usinas hidrelétricas, onde a água é fornecida a partir de uma elevação significativa. Para as análises da potência gerada no eixo da turbina, foi desenvolvido uma bancada composta por um sistema hidráulico e por um braço de Prony que é um dispositivo mecânico versátil e de fácil utilização que oferece resultados precisos e confiáveis para a medição da potência gerada no eixo. Também foi instalado um tubo de Venturi, que é um dispositivo usado para medir a vazão de fluidos, como ar ou líquidos, em uma tubulação. Na imagem abaixo é possível observar a bancada didática de turbina Pelton utilizada como suporte didático para as matérias de Maquinas de Fluxo, Instalações Industriais e Fenômenos de

Transportes, assim proporcionando aos discentes do curso de graduação de engenharia a oportunidade de presenciar uma aplicação prática de conceitos dados em sala de aula, como também uma realidade mais próxima ao mercado de trabalho.

Figura 1: Vista frontal do experimento



Fonte: Próprio Autor

15.2 BRAÇO DE PRONY

Para fazer a medida da potência do eixo, utiliza-se um tipo de freio semelhante ao freio de cinta. O eixo de rotação da turbina Pelton é acoplado a um braço, que por sua vez, produz uma reação sobre a balança.

Onde para o cálculo é necessário levantar os seguintes dados:

- Peso da Balança
- Rotação

Figura 2: Montagem do Braço de Prony



Fonte: Próprio Autor

15.3 REAÇÃO DE FORÇA NA BALANÇA

A força exercida pelo eixo da turbina é mensurada por intermédio da reação do braço de Prony sobre a balança, abaixo pode-se observar como é feito a sua montagem.

Na tabela abaixo pode-se observar os valores obtidos na balança para as diferentes medidas de tubos.

Tubulação	1"	3/4"	1/2"
Leitura da balança (kg):	0,835	0,802	1,2

15.4 MEDIÇÃO DA ROTAÇÃO

Esta medida de rotação é realizada por meio de um tacômetro (figura 3) e de uma fita reflexiva acoplada ao eixo da Roda Pelton (figura 4), esse sensor rotativo por reflexão faz a leitura da fita refletora e conforme a frequência em que a fita reflexiva passa pelo feixe de luz do led infravermelho do aparelho, é registrado a sua rotação no display do instrumento.

Figura 3: Montagem da fita reflexiva



Fonte: Próprio Autor

Figura 4: Tacômetro



Fonte: Próprio Autor

A tabela abaixo apresenta as relações de rotações x diâmetro de tubo sem a utilização do Braço de Prony:

Sem o Braço de Prony			
Tubulação	1"	3/4"	1/2"
Rotações Por minuto (rpm)	131,9	140,5	199,2
Velocidade Angular (rad/seg)	13,81	14,71	20,85

Também foi realizada a aquisição de dados com a utilização do Braço de Prony, que é possível se observar na tabela abaixo:

Com o Braço de Prony			
Tubulação	1"	3/4"	1/2"

Rotações Por minuto (rpm)	32,2	27,5	29,7
Velocidade Angular (rad/seg)			

15.5 CÁLCULO DA POTÊNCIA NO EIXO DA TURBINA PELTON

Através da utilização do freio de Prony, é possível definir a potência no eixo da turbina Pelton. Onde utiliza-se um “braço” de madeira acoplado diretamente ao seu eixo em movimento e medido a reação sobre a balança gerado pela turbina, com é definida a potência no eixo com a seguinte fórmula:

$$P = \frac{PRN}{716,2}$$

Onde:

“P” é o peso medido na balança em kg;

“R” é o comprimento do braço medido em metros;

“N” é a rotação do eixo em RPM medido com o Tacômetro.

Foi realizado o estudo de funcionamento da bancada com a utilização de diferentes bocais de saída, onde foi observado que dependendo do bocal utilizado a velocidade e a pressão de saída da água alterava, nesta bancada é utilizado em seu bocal de saída tubo de PVC de diâmetros de 1/2”, 3/4”, e 1”, abaixo pode ser observado uma figura com os diferentes diâmetros de tubos de PVC utilizado na bancada de Roda Pelton.

Figura 5: Variações de diâmetro dos bocais de saída



Fonte: Próprio Autor

15.6 POTÊNCIA MEDIDA NO EIXO COM BOCAL DE 1/2 “

Foi obtida com este bocal uma potência no eixo da Roda Pelton de 17,92w, onde através da equação de Prony, que leva em consideração a sua velocidade de rotação e peso aplicado pelo braço sobre a balança.

15.7 POTÊNCIA MEDIDA NO EIXO COM BOCAL DE 3/4 “

Foi obtida com este bocal uma potência no eixo da Roda Pelton de 9,83w, onde através da equação de Prony, que leva em consideração a sua velocidade de rotação e peso aplicado pelo braço sobre a balança.

15.8 POTÊNCIA MEDIDA NO EIXO COM BOCAL DE 1”

Foi obtida com este bocal uma potência no eixo da Roda Pelton de 6,9w, onde através da equação de Prony, que leva em consideração a sua velocidade de rotação e peso aplicado pelo braço sobre a balança.

15.9 CONCLUSÃO

Através das variações dos diâmetros dos terminais, é possível comprovar que o princípio de funcionamento está mesmo diretamente associado com o menor diâmetro do tubo, e em consequência maior pico de pressão no jato de água a jusante.

15.10 TUBO DE VENTURI

É composto por uma seção estreita e uma seção larga conectadas por uma seção de transição. Em geral o tubo de Venturi é uma solução precisa e eficiente para a medição de vazão de fluidos, oferecendo resultados precisos e confiáveis para a monitoração de sistemas industriais. Por meio da diferença de pressão é possível calcular a velocidade do fluido e a vazão sucessivamente, utilizando a equação de Bernoulli simplificada.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4}}}$$

$$Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4}$$

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2}$$

Onde:

g = Aceleração da gravidade

P_1 = Pressão registrada pelo manômetro 1

P_2 = Pressão registrada pelo manômetro 2

D_1 = Diâmetro do tubo de 1"

D_2 = Diâmetro do tubo de 1/2"

K = Coeficiente de perda de carga

Q = Vazão do fluido

V_1 = Velocidade de escoamento do fluido no tubo de 1"

V_2 = Velocidade de escoamento do fluido no tubo de 1/2"

O coeficiente de perda de carga, representado por "K", é calculado ao dividir o diâmetro da primeira seção do tubo de Venturi pelo diâmetro da segunda seção do mesmo.

Através dessa operação, é possível identificar na tabela o valor correspondente a essa divisão. Se não houver um valor exato disponível, será necessário realizar uma interpolação entre os dados apresentados na tabela abaixo:

Figura 6: Perdas de Carga nas Reduções

Perdas de carga nas reduções bruscas de seção														
	D/d	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0	4,0	5,0	10,0	∞
	K	0,15	0,25	0,34	0,38	0,41	0,44	0,46	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,50

Fonte: Próprio Autor

Com isso, ao realizar a interpolação dos resultados entre 1,2 e 1,4, obtemos um valor de 0,29.

15.11 DEFINIÇÃO DA VAZÃO DE ESCOAMENTO DO FLUIDO

Utilizando a equação de Bernoulli, discutida no tópico anterior, calculou-se a taxa de fluxo do fluido para os diversos tamanhos de bocais de saída empregados, resultando em uma média de aproximadamente **4,52 m³/h**.

15.12 DEFINIÇÃO DA VELOCIDADE DO FLUIDO NO BOCAL DE SAÍDA

Para determinar a velocidade do fluido para cada diâmetro no bocal de saída, é utilizado a equação apresentada abaixo:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Onde:

V = Velocidade de escoamento do fluido

D = Diâmetro do bocal de saída.

Q = Vazão do fluido

15.13 VELOCIDADE PARA O BOCAL DE DIÂMETRO DE 1"

Foi determinada a velocidade de escoamento do fluido com base na vazão calculada no circuito para o bocal de saída de 1", abaixo pode ser observado o cálculo realizado para a definição da velocidade:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$
$$V = \frac{4 \times 0,0013}{\pi \times 0,020^2}$$

$$V = 1,3 \text{ m/s}$$

Onde:

V = Velocidade de escoamento do fluido em m/s.

D = Diâmetro do bocal de saída em m.

Q = Vazão do fluido em m³/s.

15.14 VELOCIDADE PARA O BOCAL DE DIÂMETRO DE 3/4"

Foi determinada a velocidade de escoamento do fluido com base na vazão calculada no circuito para o bocal de saída de 3/4", abaixo pode ser observado o cálculo realizado para a definição da velocidade:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$V = \frac{4 \times 0,0013}{\pi \times 0,19^2}$$

$$V = 1,4 \text{ m/s}$$

Onde:

V = Velocidade de escoamento do fluido em m/s.

D = Diâmetro do bocal de saída em m.

Q = Vazão do fluido em m³/s.

15.15 VELOCIDADE PARA O BOCAL DE DIÂMETRO DE 1/2"

Foi determinada a velocidade de escoamento do fluido com base na vazão calculada no circuito para o bocal de saída de 1/2", abaixo pode ser observado o cálculo realizado para a definição da velocidade:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$V = \frac{4 \times 0,0013}{\pi \times 0,016^2}$$

$$V = 2,1 \text{ m/s}$$

15.16 ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (AMT)

O cálculo da altura manométrica total na graduação de engenharia mecânica é extremamente importante para determinar a altura à qual o fluido (água) é elevado em uma tubulação verticalmente. Para isso, será necessário primeiro determinar as perdas de carga geradas pelas paredes dos dutos de acordo com a vazão de escoamento do fluido (Figura 7) e as perdas geradas pelos acessórios utilizados (Figura 8), utilizando valores tabelados, que podem ser determinados através das Figuras 7 e 8.

Figura 7: Perda de carga em tubulações

TABELA 6 - PERDA DE CARGA EM TUBULAÇÕES												
Tabelas de perdas de carga em 100 metros de tubos novos de ferro fundido ou aço galvanizado e PVC (valores em %)												
Vazão m³/h	PVC 3/4"	F²F² 1"	PVC 1 1/4"	F²F² 1 1/2"	PVC 2"	F²F² 2 1/2"	PVC 3"	F²F² 4"	PVC 5"	F²F² 6"	PVC 8"	F²F² 10"
0,5	1,5	1,3	0,5	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1				
1,0	4,9	4,0	1,6	1,0	0,4	0,4	0,2	0,2	0,1	0,1		
1,5	10,0	10,1	3,3	3,4	0,9	0,9	0,5	0,4	0,1	0,1		
2,0	18,6	17,2	5,4	5,8	1,4	1,5	0,8	0,7	0,2	0,2	0,1	0,1
2,5	24,4	26,1	8,0	8,8	2,1	2,3	1,2	1,1	0,4	0,3	0,1	0,1
3,0	33,6	36,5	11,0	12,3	2,9	3,2	1,6	1,5	0,5	0,5	0,1	0,1
3,5	44,0	48,6	14,4	16,4	3,8	4,2	2,1	2,0	0,6	0,6	0,2	0,2
4,0	55,6	62,2	18,2	21,0	4,8	5,4	2,7	2,6	0,8	0,8	0,2	0,2
4,5	68,3	77,3	22,3	26,1	6,0	6,7	3,3	3,2	1,0	1,0	0,3	0,3
5,0	82,2	94,0	26,8	31,7	7,2	8,1	4,0	3,9	1,2	1,2	0,3	0,3
5,5	97,1		31,7	37,8	8,5	9,7	4,7	4,6	1,4	1,4	0,4	0,2
6,0			36,9	44,4	9,9	11,4	5,4	5,4	1,6	1,7	0,5	0,2
6,5			42,5	51,5	11,3	13,2	6,3	6,3	1,9	2,0	0,5	0,2
7,0			48,4	59,1	12,9	15,2	7,1	7,2	2,1	2,3	0,6	0,3
7,5			54,6	67,1	14,6	17,2	8,0	8,2	2,4	2,6	0,7	0,3
8,0			61,1	75,6	16,3	19,4	9,0	9,2	2,7	2,9	0,8	0,3
8,5			67,9	84,6	18,1	21,7	10,0	10,3	3,0	3,2	0,9	0,4
9,0			75,1	94,0	20,0	24,1	11,1	11,5	3,3	3,6	1,0	0,4
9,5			82,5		22,0	26,7	12,2	12,7	3,6	4,0	1,1	0,4
10			90,3		24,1	29,3	13,3	13,9	4,0	4,4	1,1	0,2
12					33,1	41,1	18,3	19,5	5,4	6,1	1,5	0,7
14					43,4	54,6	24,0	25,9	7,1	8,1	2,0	0,9
16					54,8	69,0	30,3	33,2	9,0	10,4	2,5	1,1
18					67,4	87,0	37,2	41,3	11,1	12,9	3,1	1,4
20					81,0		44,8	50,2	13,3	15,7	3,7	1,6
25							68,2	75,8	19,7	23,7	5,5	2,4
30							91,1		27,1	33,3	7,6	3,3
35									35,5	44,3	10,0	4,4
40									44,8	56,7	12,6	5,5
45									55,1	70,4	15,5	6,8
50									66,2	85,6	18,6	8,1
55									78,2	100,0	22,0	9,6
60									91,1	115,6	25,6	11,2
65											29,5	12,9
70											33,5	14,6
75											37,8	16,5
80											42,4	18,5
85											47,1	20,6
90											52,1	22,7
95											57,2	25,0
100											62,6	27,3
120											85,1	37,6
150												55,6
200												91,9
250												15,4
300												25,5
350												37,7
400												51,8

- Valores de Perda de Carga para PVC obtidos através da Fórmula de Flamant:

$$J = 0,000135 \times \frac{Q^2}{D^5}$$

- Valores de Perda de Carga para aço galvanizado e ferro fundido obtidos através da equação de Hazen-Williams:

$$J = \frac{10,64 \times Q^{1,85}}{135^{1,85} \times D^{4,75}}$$

Onde: J - Perda de carga em m/m
Q - Vazão em m³/h
D - Diâmetro em m

Fonte: Próprio Autor

Figura 8: Perda de carga em acessórios

TABELA 7 - PERDA DE CARGA EM ACESSÓRIOS										
Tabela de perdas de cargas localizadas em conexões, considerando-se os comprimentos equivalentes em metros de canalização										
CONEXÃO	MATERIAL	Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização								
		3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90°	PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
	Metál	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45°	PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	Metál	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90°	PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
	Metál	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2
Joelho 45°	PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5
	Metál	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9
Tê de passagem direta	PVC	0,6	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3
	Metál	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7
Tê de saída lateral	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metál	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
Tê de saída bilateral	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metál	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
União	PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25
	Metál	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04
Saída de canalização	PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9
	Metál	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0
Luva de redução (")	PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2
	Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07
Registro de gaveta ou esfera aberto	PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1
	Metál	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9
Registro de globo aberto	Metál	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0
Registro de ângulo aberto	Metál	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0
Válvula de pé com crivo	PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4
	Metál	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de Retenção	Horizontal	Metál	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	10,4
	Vertical	Metál	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	16,1

Fonte: Próprio Autor

Após a listagem dos acessórios utilizados na sucção e recalque do sistema hidráulico e a determinação das perdas de carga de cada um através dos valores apresentados na Figura 8, foram obtidos os valores das perdas de carga geradas pelos acessórios, como pode ser observado nas tabelas abaixo:

Sucção		
Peças	Quantidade	Comprimento equivalente
Flange	1	0,1
Adaptador	3	0,3
Adaptador união	2	0,2
joelho 90	2	3
T passagem direta	1	0,9
registro	1	0,2
Σ	10	4,7 mca

Recalque		
Peças	Quantidade	Comprimento equivalente
adaptador	11	1,1
joelho 90	4	6,0
união	3	0,3
t passagem direta	4	0,9
registro	3	0,6
t saída lateral	1	3,1
saída 45	1	0,4
Σ	27	12, 2 mca

Após a determinação da perda de carga gerada pelos acessórios, foi calculado o fator de correção, que resultou em 26,1 conforme a Figura 7, levando em consideração a vazão de escoamento do fluido e a medida do tubo utilizado.

Para o cálculo da AMT (Altura Manométrica Total) do sistema hidráulico basta calcular a amt na sucção e no recalque e depois somar as duas, para o cálculo na sucção é utilizado a fórmula apresentada abaixo:

$$Amt = (H_s + H_r + ((Cl_s + Pc_s) \times Fc) + ((Cl_r + Pc_r) \times Fc) \times 1,42$$

Onde:

Amt = Altura Manométrica Total;

H_s = Altura de sucção, medida a partir do eixo da bomba;

Cl_s = Comprimento linear do sistema hidráulico de sucção;

Pc_s = Perda de carga gerada pelos acessórios utilizados na sucção do sistema hidráulico;

Fc = Fator de correção;

Ao realizar os cálculos obteve-se os valores apresentados na tabela abaixo:

Altura Manométrica	
Amt na sucção	
Amt no recalque	
Amt total	7.7 psi

15.17 DETERMINAÇÃO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UMA BOMBA

Objetivos da Atividade

- Determinar experimentalmente as curvas características de uma bomba centrífuga;
- Relacionar: vazão (Q), altura manométrica (H), potência no eixo (P) e Eficiência teórica (η).
- Organizar os dados obtidos em planilhas e gerar os gráficos correspondentes.

Fundamentos Teóricos

Vazão (Q):

É o volume de fluido transportado pela bomba por unidade de tempo, normalmente expresso em m^3/h ou L/s . A vazão é uma variável fundamental pois influencia diretamente a altura manométrica, a eficiência teórica e a potência no eixo. Em sistemas experimentais, pode ser medida por rotâmetro ou por **diferencial de pressão em tubo de Venturi**.

$$Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4};$$

Onde:

D_2 = Diâmetro do tubo de $\frac{1}{2}$ ".

Q = Vazão do fluido (m^3/s).

V_2 = Velocidade de escoamento do fluido no tubo de $\frac{1}{2}$ ".

Com base no valor definido da vazão, é possível encontrar as velocidades em cada bocal que será utilizado no experimento, como segue:

$$Q_{1"} = 14,4 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{3/4"} = 15,9 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{1/2"} = 22,4 \frac{m^3}{h}$$

15.18 ALTURA MANOMÉTRICA NA SAÍDA DO BOCAL (H):

É a energia hidráulica adicionada ao fluido pela bomba, expressa em metros de coluna d'água (m.c.a). Calculada pela diferença de pressão, velocidade e altura geométrica entre a sucção e o recalque.

$$H = \frac{P_3}{\rho g} ;$$

Onde:

H = Altura manométrica (m. c. a.).

P_3 = Pressão registrada pelo manômetro 3.

ρ = Densidade do fluido.

Caso 1 – 1" - Pressão medida: 2,2 PSI → 15168,5 Pa
H: 1,55 Mca

Caso 2 – ¾" - Pressão medida: 4 psi → 27579,2 Pa
H: 2,81 Mca

Caso 3 - ½" – Pressão medida: 7,2 psi → 49642,56
H: 5,07 Mca

15.19 EFICIÊNCIA TEÓRICA (η):

Representa a altura líquida positiva de sucção, fundamental para evitar cavitação.

É obtida a partir das condições de sucção e das pressões medidas.

$$\eta = \frac{P_{eixo}}{P_{hidráulica}}$$

Onde:



Apostila de FENTRAN Experimental

η = Eficiência teorica

P_e = Potência no eixo

$P_h = \rho \times g \times Q \times H$ (kW)

Caso 1 – 1" - Pressão medida: 2,2 PSI → 15168,5 Pa H: 1,55 mca

$P_h = 68,35$ w

$\eta = 10\%$

Caso 2 – ¾" - Pressão medida: 4 psi → 27579,2 Pa H: 2,81 Mca

$P_h = 123,92$ w

$\eta = 7\%$

Caso 3 - ½" – Pressão medida: 7,2 psi → 49642,56 H: 5,07 Mca

$P_h = 223,59$ w

$\eta = 8\%$

15.20 POTÊNCIA NO EIXO (P):

Potência fornecida pelo motor ao eixo da bomba. Pode ser determinada indiretamente por medições de torque e rotação.

$$P_e = \frac{P \times R \times N}{716,2}$$

Onde:

- $Q \times H$: mostra a relação entre a altura manométrica e a vazão.
- $Q \times \eta$: mostra a eficiência teórica em função da vazão.
- $Q \times P$: mostra o consumo de potência em função da vazão.

15.21 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL:

1. **Montagem do Experimento:** Utilizar a bancada com bomba, manômetros, tubo de Venturi, válvulas e bocais de diâmetro 1", 3/4" e 1/2". Conectar o sistema de sucção e recalque de acordo com o esquema fornecido em aula.
2. **Coleta de Dados:** Vazão (Q): medida pela diferença de pressão no Venturi. Altura (H): calculada com base nas leituras de pressão nos manômetros de sucção e recalque. Eficiência (η): é o máximo rendimento possível hidráulico para a bomba. Potência no eixo (P): medida a partir do torque e da rotação do eixo.

15.22 ORGANIZAÇÃO DOS DADOS NA PLANILHA:

Criar uma tabela para cada grandeza:

- $H \times Q$: Colocar a vazão (m^3/h) na coluna horizontal e as alturas (m.c.a.) para cada bocal (1", 3/4" e 1/2") nas colunas verticais.
- $\eta \times Q$: Vazão (m.c.a) na coluna horizontal e a Eficiência (%) para cada bocal (1", 3/4" e 1/2") nas colunas verticais.
- $P \times Q$: Vazão (m.c.a.) na coluna horizontal e as potências (w) para cada bocal (1", 3/4" e 1/2") nas colunas verticais.

15.23 INSERIR OS VALORES MEDIDOS DO EXPERIMENTO.

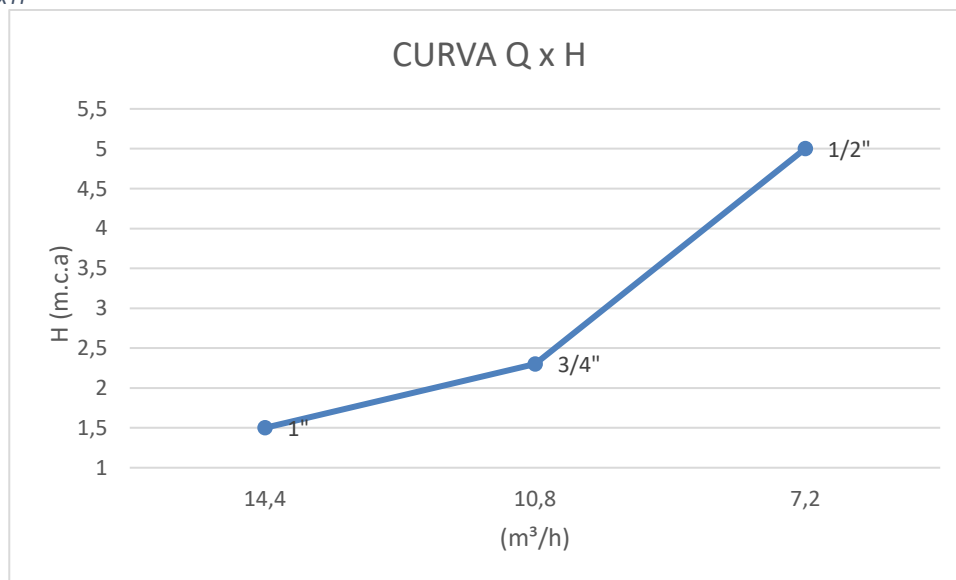
15.24 ANÁLISE DOS RESULTADOS:

15.24.1 OBSERVAR A TENDÊNCIA DA CURVA $Q \times H$:

$Q \times H$: A tendência típica de bombas é que a **altura manométrica (H)** diminua com o aumento da **vazão (Q)**. Em nosso experimento, isso aparece de forma um pouco diferente porque, **não estamos variando a válvula do recalque**, mas sim mudando os **diâmetros dos bocais de saída** (1", 3/4" e 1/2").

Observações:

Gráfico $Q \times H$



Legenda:

Relação entre a vazão (Q) e a altura manométrica (H) da bomba para diferentes diâmetros de saída (1", 3/4" e 1/2"). Observa-se que a altura aumenta conforme a redução do diâmetro da tubulação.

Fonte: Próprio Autor

O resultado observado:

- Para o bocal **1"**, a perda de carga é menor → a altura H ficou baixa.

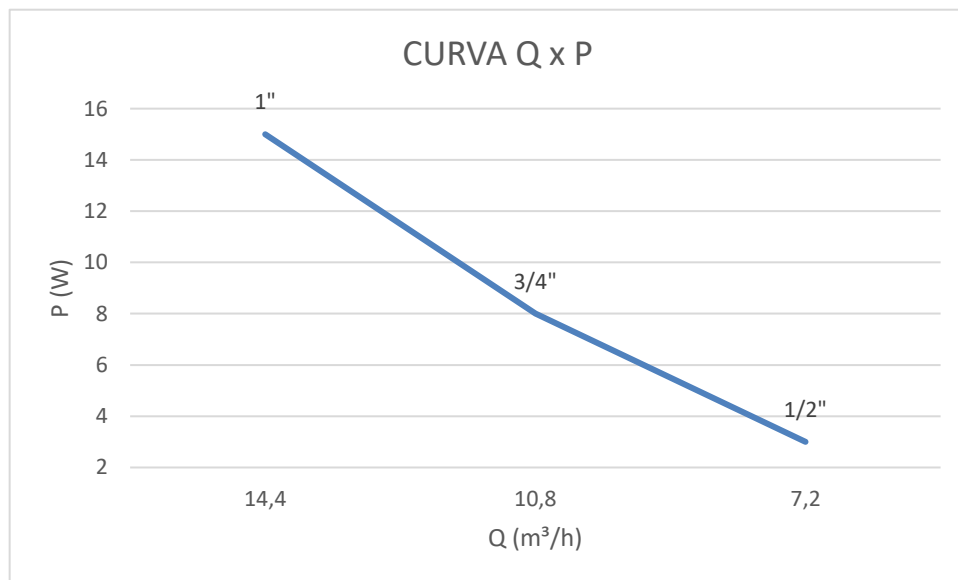
- Para o bocal **1/2"**, a restrição é maior → a velocidade cresce → a altura H aparente ficou maior.

Isso está coerente com o comportamento esperado quando se faz redução no bocal.

15.24.2 OBSERVAR A TENDÊNCIA DA CURVA $Q \times P$:

$Q \times P$: A potência requerida depende da vazão $\times$ altura $\times$ densidade do fluido.

Gráfico $Q \times P$



legenda:
Comportamento da potência consumida (P) em função da vazão (Q). Nota-se que, para maiores vazões, a potência exigida pela bomba é maior, reduzindo-se conforme o diâmetro da tubulação diminui.

Fonte: Próprio Autor

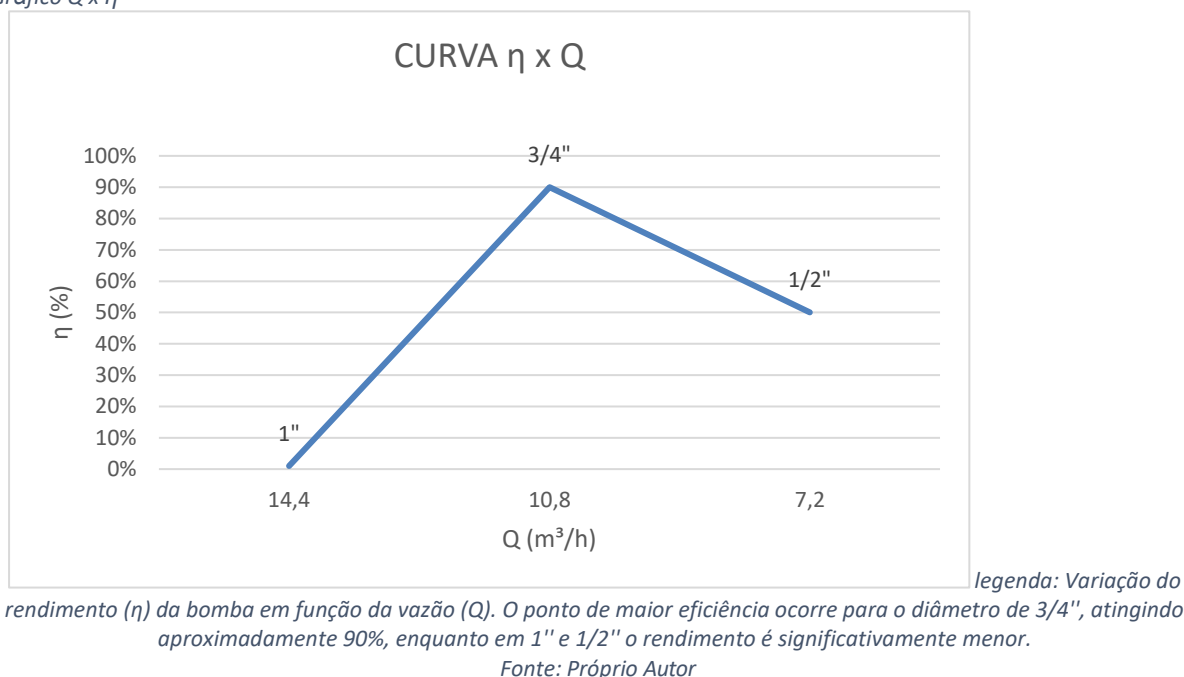
No gráfico, a potência diminui quando a saída é estrangulada (1/2"), o que faz sentido, porque a bomba está entregando menos energia ao fluido em termos de vazão.

Logo: maior potência em 1", e menor em 1/2" é lógica.

15.24.3 OBSERVAR A TENDÊNCIA DA CURVA $Q \times \eta$:

$Q \times \eta$: A eficiência costuma aumentar até um ponto ótimo (chamado **BEP – Best Efficiency Point**) e depois tende a cair.

Gráfico $Q \times \eta$



No gráfico da curva de rendimento em função da vazão ($\eta \times Q$), observa-se que a eficiência da bomba cresce do bocal de 1" até 3/4", onde atinge aproximadamente 90%, e em seguida diminui no bocal de 1/2". Esse comportamento demonstra que, dentro da faixa analisada, o sistema alcançou sua condição de máxima eficiência, conhecida como ponto de melhor rendimento (BEP – *Best Efficiency Point*). Como foram medidos apenas três pontos experimentais, a curva aparece de forma linear; entretanto, em uma análise mais detalhada, espera-se que apresente a tendência característica parabólica, elevando-se até o BEP e posteriormente decaindo.

15.24.4 COMPARAR OS RESULTADOS OBTIDOS COM AS CURVAS DE CATÁLOGO, FORNECIDAS PELO FABRICANTE.

15.25 POSSIVEIS FONTES DE DIVERGENCIAS:

- Leituras incorretas dos manômetros.
- Vazamentos no sistema.
- Diferenças entre valores experimentais e de catálogo devido ao desgaste da bomba ou condições experimentais.

15.26 CONCLUSÕES

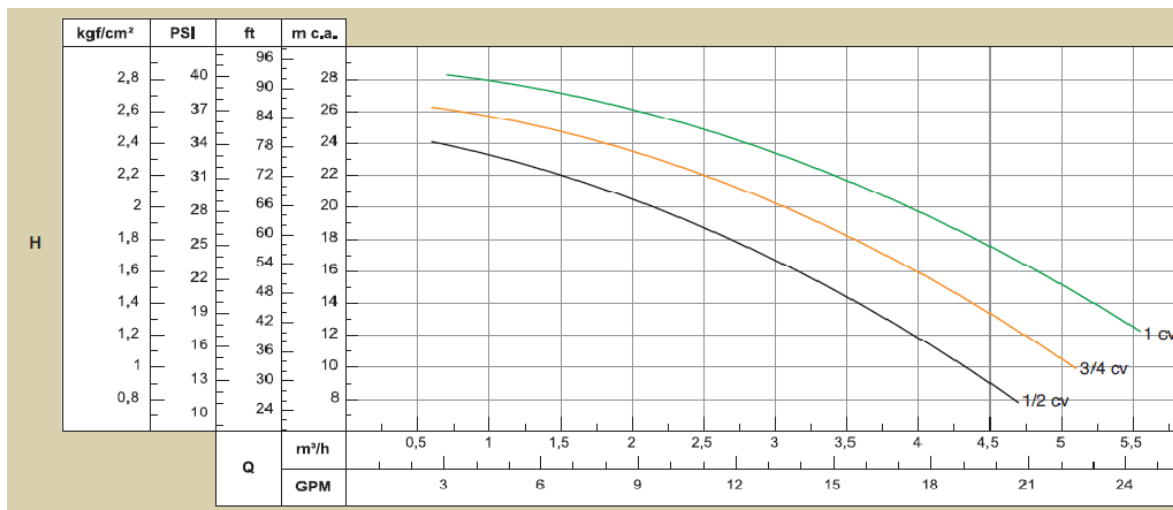
- **Variação da altura manométrica (H):** ao reduzir o diâmetro do bocal (passando de 1" para 1/2") observou-se um aumento da altura manométrica registrada na saída. Isso é coerente com o aumento da velocidade local e das perdas de carga na saída estrangulada, resultando numa maior cabeça aparente para a mesma bomba nas condições medidas.
- **Variação da vazão (Q):** a vazão medida sofreu alteração dependendo do bocal; bocais menores tendem a reduzir ou modificar a distribuição da vazão entregue pela bomba dependendo da perda localizada e do regime da bomba.
- **Potência no eixo (P):** a potência medida no eixo diminuiu conforme a saída foi mais restrita (1" $\rightarrow$ 3/4" $\rightarrow$ 1/2"), refletindo a mudança no trabalho entregue ao fluido (menor vazão útil e diferentes condições de operação).
- **Eficiência (η):** a eficiência calculada aumentou da configuração 1" para 1/2" no conjunto de pontos medidos. Isto indica que, dentro da faixa de operação testada, a máquina estava operando mais eficientemente em condições com maior restrição de saída (3/4" $\rightarrow$ 1/2") em comparação a saída de 1", como foram medidos três pontos, é possível afirmar que o BEP (ponto de máxima eficiência) está próximo da medida de 3/4".

Essa apostila serve como guia prático para a execução do experimento, registro dos dados e elaboração dos gráficos que representam o desempenho hidráulico de

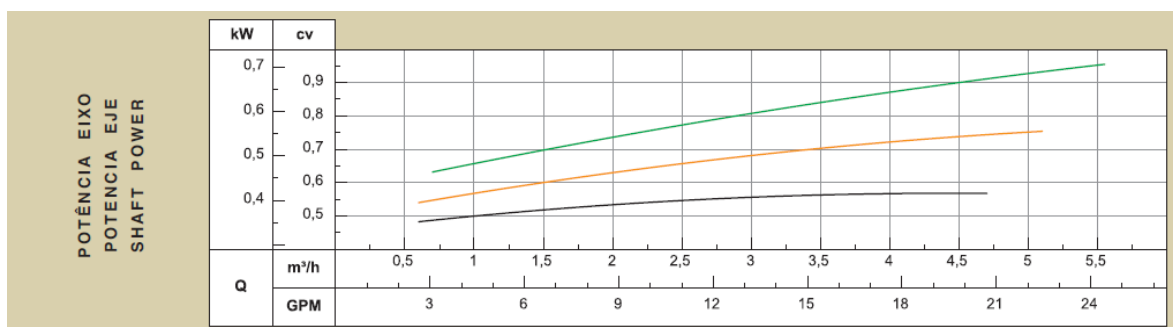
bombas centrífugas.

Curvas fornecidas pelo fabricante da bomba, para comparação de resultados:

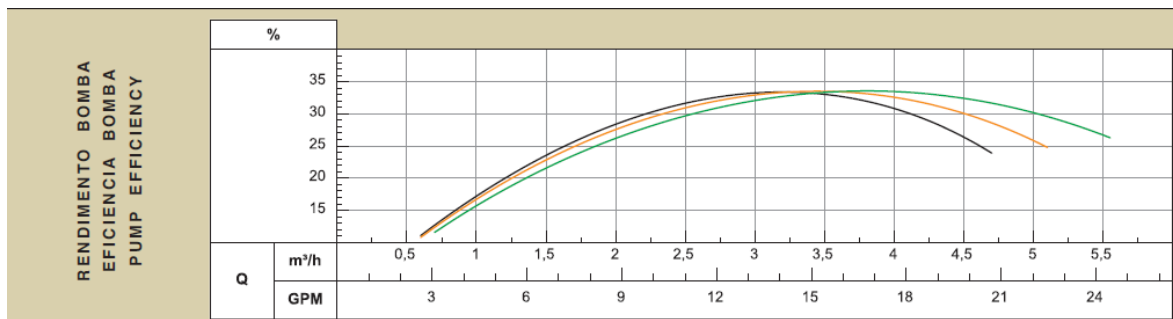
a. Altura Manométrica:



b. Potencia no Eixo:



c. Rendimento da Bomba:



16 DIMENSIONAMENTO COIL

16.1 INTRODUÇÃO:

Motivado pela busca da otimização de processos industriais, houve o aperfeiçoamento de técnicas já existentes, bem como o desenvolvimento de novas tecnologias, que resultaram em produtos e processos cada vez mais eficientes. Dentro do contexto da engenharia, especificamente a área térmica, um ponto abordado e relevante são os trocadores de calor, que impulsionam estudos e pesquisas para aprimoramento de técnicas e produto.

Para aplicações industriais, os trocadores de calor são utilizados em processos de aquecimento, resfriamento e condicionamento. Cabe destacar, como efeito de comparação para este trabalho e o contexto atual, que os modelos de trocadores dentro da realidade das montadoras automobilísticas, normalmente são aplicados de diferentes maneiras, podendo ser utilizados no interior do quadro do chassi veicular ou em outros casos montados no lado externo deste chassi sem que haja prévio desenvolvimento teórico.

É possível destacar dentro da literatura alguns métodos de análise térmica: o método da média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT), simplificada, explora a previsão do desempenho do trocador de calor que relaciona a taxa total de transferência de calor e as grandezas de temperatura, coeficiente global de transferência de calor e a área superficial de troca térmica (INCROPERA, 2008). Além desse, o método da Efetividade ε -NUT é recomendado em situações nas quais as temperaturas de entrada do trocador de calor são conhecidas, bem como a temperatura de saída, com isso deseja-se obter a taxa de transferência de calor a outra temperatura de saída não conhecida (INCROPERA, 2008).

Além disso, este método permite dimensionar e analisar o desempenho da transferência de calor de um trocador de calor, ambos os métodos são recomendados para veículos em movimento dessa forma com escoamento externo para convecção forçada (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Neste trabalho, será apresentado comparativamente resultados obtidos através das análises MLDT, ε -NUT. Para efeito de análise do trocador de calor, foi definido o

volume de controle dos segmentos dos tubos nas partes horizontais e helicoidais. Como foco do trabalho realizado, as análises foram feitas no desenvolvimento teórico do comprimento linear e o número de volutas necessárias para o resfriamento do ar comprimido de um sistema de freio veicular, adequando as condições necessárias de funcionamento definidas na aplicação pré-definida pelas montadoras.

16.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a medição de temperatura nos escoamentos internos e externos, fez-se uso de termopares do tipo K para ambos os trocadores de calor construídos em “**aço**” e “**cobre**”. Os termopares foram instrumentados no interior das tubulações e próximas a superfície da parede externa em ambos os trocadores de calor, conforme demonstrado na Fig. 2.



Fonte: Elaborado pelo autor

O monitoramento das temperaturas no trocador de calor sob convecção natural e forçada se manteve até o sistema estabelecer em regime permanente.

Para a convecção forçada externa, obteve-se a verificação das velocidades de escoamento do vento nos pontos de medição de entrada e saída para ambos os volumes de controle. Como forma de melhor trabalhar com as variações das

velocidades em função das variações geométricas dos componentes, foi estabelecido a média das velocidades nestes pontos para as análises teóricas.

Especificação técnica:

1ª Trocador de calor:

Material:	Liga de aço
Diâmetro interno (m):	0,01269
Diâmetro externo (m):	0.01587
Raio de curvatura do coil (m):	0,0524
Distância das volutas (p) (m):	0,0236
Coeficiente de condutividade (W/m°C):	22
Raio Interno (m):	0,006345
Raio Externo (m):	0,007935

2ª Trocador de calor :

Material:	Liga de cobre
Diâmetro interno (m):	0,011
Diâmetro externo (m):	0,01587
Raio de curvatura do coil (m):	0,0498
Distância das volutas (p) (m):	0,01017
Raio Interno (m):	0,0055
Raio Externo (m):	0,007935
Coeficiente de condutividade (W/m°C):	373,75



16.3 CONSIDERAÇÕES

O experimento foi desenvolvido em um chassi veicular preparado para um caminhão funcional, cujas configurações de montagem do trocador de calor podem ser facilmente adaptadas para diferentes geometrias e materiais.

As considerações adotadas no modelo analítico são as seguintes:

- Regime permanente;
- Escoamento interno e externo plenamente desenvolvido;
- Vazão mássica interna constante (compressor de ar em plena carga);
- Vazão mássica externa constante (ventilador centrifugo em plena carga);
- Motor sem fator de carga;
- Fluido considerado como gás perfeito, e isento de contaminantes (água e óleo);
- Análises por convecção natural e forçada;
- Tubulação sem fator de atrito (tubo liso) e Incrustações;
- Escoamento externo em contrafluxo;
- Não há consideração de perda de carga no sistema.

16.4 OBJETIVO DA AULA

- 1 Dimensionamento do trocador de calor para uma determinada rejeição térmica, definindo o Comprimento total da parte linear e do coil;
- 2 Número de volutas do coil;
- 3 Análise gráfica de distribuição de temperatura do trocador de calor.

Legenda:

Q Calor rejeitado;

Q_{max}	Calor rejeitado máximo;
Q'	Calor rejeitado por unidade de comprimento;
$\dot{Q}_{int}$	Calor rejeitado do fluido interno;
$\dot{Q}_{ext}$	Calor rejeitado do fluido externo;
Re	Reynolds;
V	Velocidade de escoamento;
V_{int}	Velocidade de escoamento do fluido interno;
V_{ext}	Velocidade de escoamento do fluido externo;
ϕ_i	Diâmetro Interno da tubulação;
ϕ_e	Diâmetro externo da tubulação;
ϕ_v	Diâmetro do volume de controle;
μ	Viscosidade dinâmica;
ν	Viscosidade cinemática;
ρ	Densidade;
ρ_{ext}	Densidade do fluido externo;
ρ_{int}	Densidade do fluido interno;
Pr	Prandtl;
h_i	Coeficiente de convecção do fluido interno;
h_e	Coeficiente de convecção do fluido externo;
Nu	Nusselt;
Nu_c	Nusselt do coil;
Nu_{ce}	Nusselt do coil externo;
k	Coeficiente de condutividade térmica;
ΔT_{ml}	Diferença de temperatura média logarítmica;
ΔT_{int}	Diferença de temperatura do fluido interno;
ΔT_{ext}	Diferença de temperatura do fluido externo;
$T_{f,e}$	Temperatura fria de entrada;
$T_{f,s}$	Temperatura fria de saída;
$T_{q,e}$	Temperatura quente de entrada;
$T_{q,s}$	Temperatura quente de saída;
T_m	Temperatura de mistura;
T_{pi}	Temperatura da parede interna;
T_{pe}	Temperatura da parede externa;



Apostila de FENTRAN Experimental

T_f	Temperatura de película;
T_∞	Temperatura ambiente;
c_p	Calor específico a pressão constante;
c_{pint}	Calor específico a pressão constante do fluido interno;
c_{pext}	Calor específico a pressão constante do fluido externo;
$\dot{m}$	Vazão mássica;
R	Raio de curvatura do coil;
r_e	Raio externo da tubulação;
r_i	Raio interno da tubulação;
r_v	Raio do volume de controle;
r_q	Raio da tubulação onde se encontra o fluido quente;
L	Comprimento total;
β	Coefficiente;
Gr	Grashof;
Ra	Rayleigh;
g	Gravidade onde se encontra o equipamento;
C	Constante 1;
m	Constante 2;
U_i	Coefficiente global de transferência de calor interna;
U_q	Coefficiente global de transferência de calor do fluido quente;
ΔT	Diferencial de temperatura;
A_i	Área interna;
A_q	Área onde se encontra o fluido quente;
p	Passo da espiral do coil;
N	Número de volutas do coil;
C_f	Capacidade calorífica do fluido frio;
C_q	Capacidade calorífica do fluido quente;
C_{min}	Capacidade calorífica mínima;
C_{max}	Capacidade calorífica máxima;
Cr	Relação das capacidades caloríficas;
$\dot{m}_f$	Vazão mássica do fluido frio;
$\dot{m}_q$	Vazão mássica do fluido quente;

c_{pf}	Calor específico a pressão constante do fluido frio;
c_{pq}	Calor específico a pressão constante do fluido quente;
ε	Efetividade;

16.5 FORMULAÇÃO TEÓRICA

Para análise do trocador de calor do sistema de freio veicular, foi proposto ser separado em dois volumes de controle para o desenvolvimento do modelo analítico. O 1º volume de controle será a parte linear do trocador de calor e o 2º volume de controle será onde se encontra o coil, conforme mostrado na fig. 3.



Figura 3. Trocador de calor com os seus respectivos volumes de controle.

Cálculo do Coil em convecção natural

1 - Passo: Cálculo do calor rejeitado:

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{q,e} - T_{q,s})$$

Obs:

1] “V” Será medido a velocidade do ar na entrada do tubo de descarga do compressor, para este caso o valor **será fornecido (12 m/s)** para ambos os tubos;

2- Passo: Cálculo da convecção interna do fluido:

A) Formulações para o 1º Volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot \phi_i}{\mu}$$

Obs:



Apostila de FENTRAN Experimental

1] ρ = a densidade deverá ser interpolada em função da temperatura de mistura;

2] μ = a viscosidade dinâmica deverá ser interpolada em função da temperatura de mistura;

3] A equação a seguir é o equacionamento de Dittus-Boelter, que é uma versão recomendada pela maioria das revisões bibliográficas, onde $n = 0,4$ para o aquecimento ($T_{sup} > T_m$) e $n = 0,3$ para o resfriamento ($T_{sup} < T_m$) em escoamentos turbulentos em tubos circulares, (Incropera, 1998). Para as nossas análises do trocador de calor do tipo coil é utilizado o valor de $n = 0,4$ uma vez que se refere ao aquecimento do tubo, objeto de estudo.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

4] É importante ressaltar que o valor médio da condutividade térmica do ar (k) não é dependente da pressão e pode ser usado para faixas razoavelmente extensas de pressões, neste caso será considerado um valor referente a temperatura de mistura.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{\phi_i}$$

B) Formulações para o 2º Volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot \phi_i}{\mu}$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

Obs:

1] Para a equação a seguir o valor de Nu_c é o número de Nusselt para o coil e Nu é o número de Nusselt do tubo reto do coil. É aplicável para $2 \cdot 10^4 < Re < 1,5 \cdot 10^5$ e $5 < R / r_i < 84$. Essa correlação foi desenvolvida usando ar e água em coil's sob condições de temperatura constante na parede. As propriedades foram avaliadas à temperatura média do fluido para um número baixo de Reynolds (Kakaç, 2012).

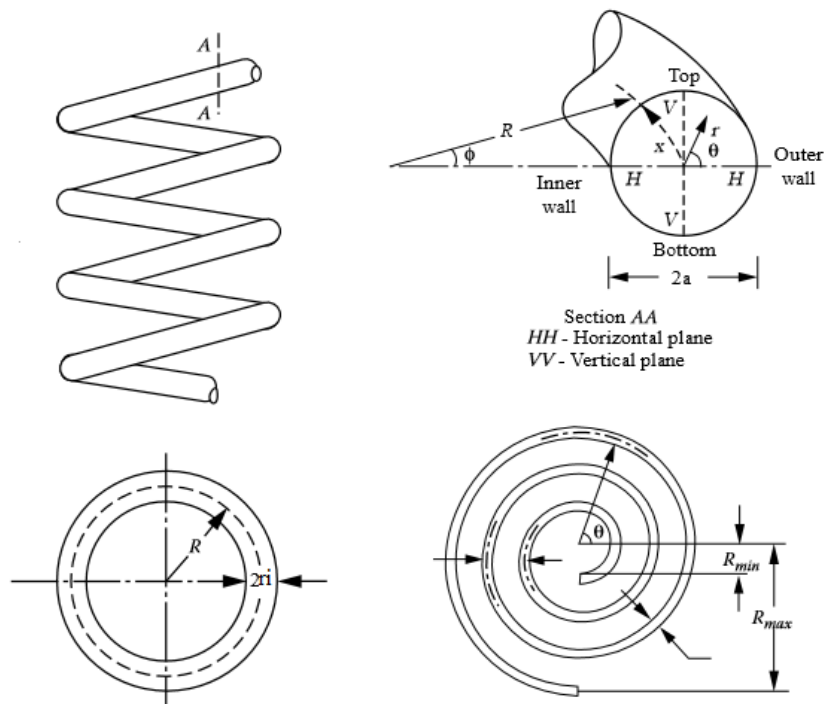
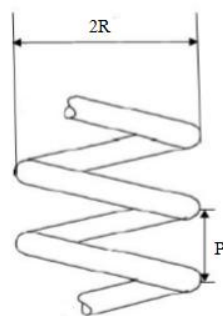


Figura 4. Medidas de referência do coil.



Medidas de referência do coil, **passo.**

$$Nu_c = Nu \cdot \left[1 + 3,4 \cdot \left(\frac{r_i}{R} \right) \right]$$

$$hi = \frac{Nu \cdot k}{\phi_i}$$

3- Passo: Cálculo da temperatura da parede interna do trocador de calor:

O cálculo das temperaturas da parede pode ser analisado através da analogia eletrotérmica em cilindro oco com condução unidimensional em regime estacionário, conforme figura 4.

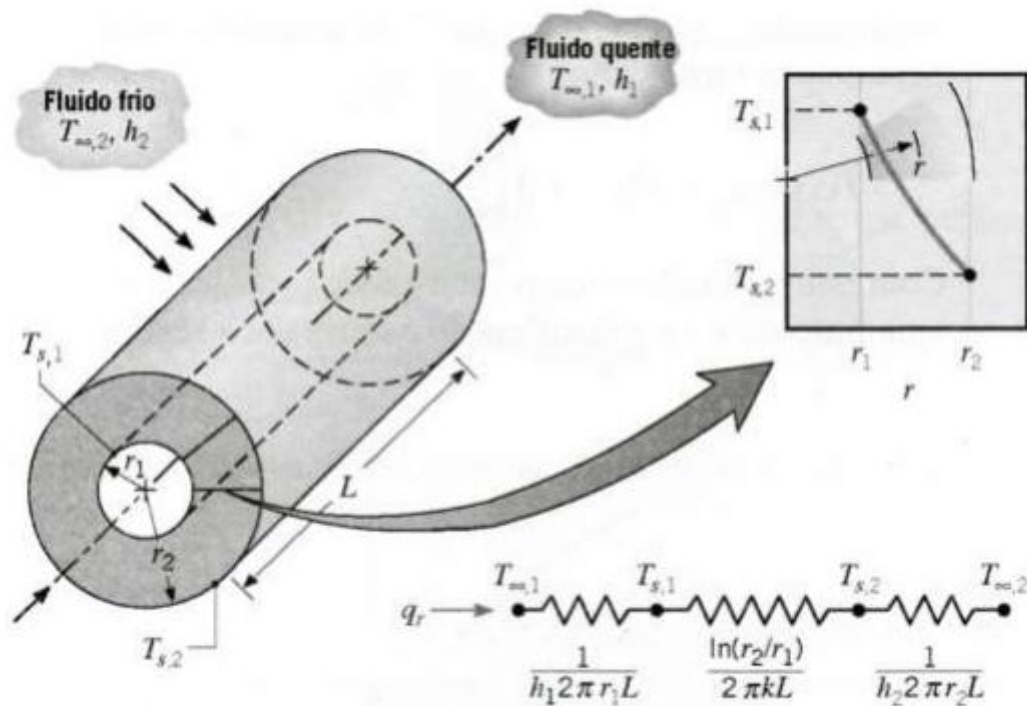


Figura 4 :Analogia eletrotérmica em condução unidimensional em regime permanente de um cilindro.

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle:

$$T_m = \frac{T_{qe} + T_{qs}}{2}$$

$$T_{pi} = \frac{Q}{h_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i} + T_m$$

Obs: T_m foi obtido à partir da média das temperaturas de entrada e saída do fluido interno;

4- Passo: Cálculo da temperatura da parede externa do trocador de calor

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle:

$$T_{pe} = - \left(Q' \cdot \frac{\ln(re/ri)}{2 \cdot \pi \cdot k} \right) + T_{pi}$$

É importante ressaltar que o balanço de energia no elemento anular volumétrico pode ser descrito da forma:

Energia líquida do fluido interno (axial) = Calor líquido conduzido (radial)

Está afirmação pode ser comprovada aplicando um balanço de energia ao volume de controle diferencial, através da equação da difusividade térmica em coordenadas cilíndricas.

$$q'' = -k \cdot \nabla T = -k \left(i \frac{\partial T}{\partial r} + j \frac{\partial T}{\partial \phi} + k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Eliminando as coordenadas no azimute e longitudinal por se tratar que a diferença de temperatura nestas coordenadas seja constante, logo as diferenciais tenderam a zero, ficando apenas a diferencial em coordenada radial.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Pode-se concluir que o valor do equacionamento será:

$$Q' = Q$$

5 – Passo: Cálculo da convecção externa

Para um cilindro horizontal longo, a geometria foi estudada extensivamente, e muitas correlações existentes foram compiladas por Morgan. Para um cilindro isotérmico segue as constantes de C e n são dadas na tabela 1 de acordo com os valores de Rayleigh.

Ra_D	C	n
10^{-10} – 10^{-2}	0.675	0.058
10^{-2} – 10^2	1.02	0.148
10^2 – 10^4	0.850	0.188
10^4 – 10^7	0.480	0.250
10^7 – 10^{12}	0.125	0.333

Tabela 1: Valores das constantes de C e n de acordo com o valor de Rayleigh.

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle:

$$T_f = \frac{T_{pe} + T_{\infty}}{2}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{pe} - T_{\infty}) \cdot \phi_e^3}{\nu^2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

$$Nu = C \cdot (Ra)^n$$

$$h_e = \frac{Nu \cdot k}{\phi_e}$$

6 - Passo: Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \cdot \ln(r_e/r_i)}{k} + \frac{1}{h_e} \cdot \frac{r_i}{r_e}}$$

7- Passo: Cálculo do comprimento total do trocador de calor

A) Formulações para o 1º e 2º volume de controle:

$$Q = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T$$

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

$$\Delta T = (T_m - T_{\infty})$$

8- Passo: Cálculo do número de volutas do coil (procedimento realizado apenas para o coil)

Para o cálculo do número de volutas é considerado as dimensões e a geometria do coil, a equação a seguir é referenciada pela bibliografia (Ramachandra et.al, 1962).

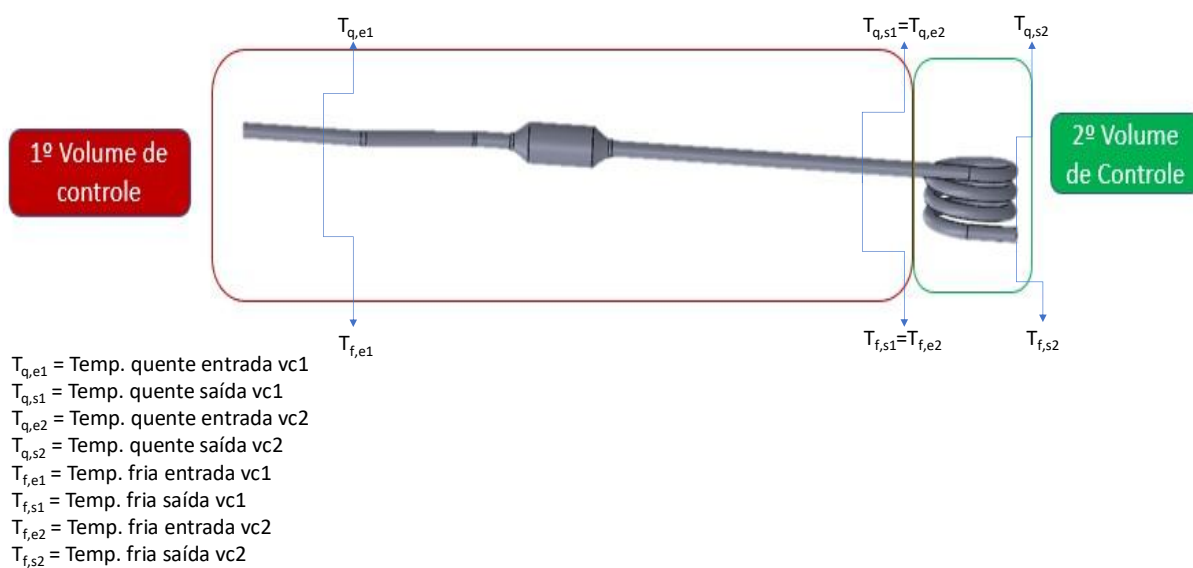
A) Formulação para o 2ª Volume de controle:

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L}{\phi_e \cdot \pi \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot R)^2 + p^2}}$$

16.5.1 EXEMPLO NUMÉRICO PARA DIMENSIONAMENTO DE COIL

Condição - convecção natural

Convecção Natural



Temperatura de mistura por volume de controle:

$$T_{m\ vc1} = (52,271 + 59,342)/2 = 55,80\ ^\circ\text{C}$$

$$T_{m\ vc2} = (49,939 + 52,271)/2 = 51,10\ ^\circ\text{C}$$

1. Cálculo do Calor Rejeitado:

a) Primeiro Volume controle:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A = 1,047 \cdot 19,6 \cdot \pi \cdot (0,0055)^2$$

$$\dot{m} = 0.002\ \text{kg/seg}$$

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = 0,002 \cdot 1006,88 \cdot (59,342 - 52,271)$$

ρ Densidade do ar em função da temperatura



Apostila de FENTRAN Experimental

$$Q = 13,884 \text{ W} \quad T_m = (T_{QE} + T_{Qs})/2 =$$

b) Segundo volume controle:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A = 1,091 \cdot 19,6 \cdot \pi \cdot (0,0085)^2 = 0,002 \text{ Kg/seg}$$

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = 0,002 \cdot 1007,29 \cdot (52,271 - 49,939)$$

$$Q = 4,580 \text{ w}$$

2. Cálculo da convecção interna Fluido:

a) Primeiro volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot \emptyset}{u} = \frac{1,047 \cdot 19,6 \cdot 0,011}{0,0000020} = 11367,78$$

$$\begin{array}{ll} \text{Dittus - Boelter} \rightarrow n = 0,4 & \text{Aquecendo} \\ n = 0,3 & \text{Resfriando} \end{array}$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

Pr = função da temperatura!

$$Nu = 0,023 \cdot (11367,78)^{0,8} \cdot 0,7^{0,4} = 35,03$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot K}{\emptyset i} = \frac{35,03 \cdot 0,028}{0,011} = 90,738 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

b) Segundo volume controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot \emptyset}{u} = \frac{1,091 \cdot 19,6 \cdot 0,011}{0,0000020} = 11601,34$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^M = 0,023 \cdot (11601,34)^{0,8} \cdot 0,7^{0,4}$$

$$Nu = 47,242$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot K}{\emptyset i} = \frac{47,242 \cdot 0,028}{0,011} = 120,541 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

3. Cálculo da Temperatura Parede Interna

a) Primeiro Volume de Controle:

$$T_{pi} = \frac{Q + T_m}{h_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i} + T_m = \frac{13,854}{90,738 \cdot 2\pi \cdot 0,0055} + 55,801$$

$$T_{pi} = 60,235^\circ C$$

b) Segundo volume de controle:

$$T_{pi} = \frac{Q}{h_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i} = \frac{4,580}{120,541 \cdot 2\pi \cdot 0,0055} + 51,105$$

$$T_{pi} = 52,205^\circ\text{C}$$

4. Cálculo da Temperatura Parede Externa

a) Primeiro volume de controle:

$$T_{pe} = -(Q \cdot \frac{\ln(re/ri)}{2 \cdot \pi \cdot K}) + T_{pi}$$

$$T_{pe} = -13,884 \cdot \frac{\ln(\frac{0,008}{0,0055})}{2 \cdot \pi \cdot 373,75} + 60,235$$

$$T_{pe} = 60,232^\circ\text{C}$$

b) 2º volume controle

$$T_{pe} = -(4,580 \cdot \frac{\ln(0,008/0,0055)}{2 \cdot \pi \cdot 373,75}) + 52,205$$

$$T_{pe} = 52,205^\circ\text{C}$$

5. Temperatura da Película:

a) Primeiro volume de controle:

$$T_f = \frac{T_{pe} + T_\infty}{2} = \frac{60,232 + 34,191}{2}$$

$$T_f = 47,212^\circ\text{C}$$

b) Segundo volume controle:

$$T_f = \frac{T_{pe} + T_\infty}{2} = \frac{52,205 + 34,191}{2}$$

$$T_f = 43,197^\circ\text{C}$$

6. Cálculo da Difusividade térmica:

a) Primeiro volume controle:

$$\beta = \frac{1}{f_1} = \frac{1}{47,212} = 0,021$$

b) Segundo volume de controle:



$$\beta = \frac{1}{Tf2} = \frac{1}{43,197} = 0,023$$

7. Cálculo Número de Grashof:

a) Primeiro volume controle:

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{pe} - T_{\infty}) \cdot \varnothing e^3}{\mu^2} \\ &= \frac{9,8 \cdot 0,021 \cdot (60,232 - 34,191) \cdot 0,016^3}{0,0000174} \\ &= 71405,12 \end{aligned}$$

b) Segundo volume de controle:

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{9,8 \cdot 0,023 \cdot (52,205 - 34,191) \cdot 0,016^3}{0,0000174} \\ &= 53981,25 \end{aligned}$$

8. Cálculo do Número de Rayleigh

a) Primeiro Volume de Controle:

$$\begin{aligned} Ray &= Gr \cdot Pr = 71405,12 \cdot 0,706 \\ Ray &= 50441,86 \end{aligned}$$

b) Segundo Volume de Controle:

$$\begin{aligned} Ray &= Gr \cdot Pr = 53981,25 \cdot 0,706 \\ Ray &= 38133,33 \end{aligned}$$

9. Nusselt do Fluido externo:

a) Primeiro Volume de Controle:

$$\begin{aligned} Nu &= c \cdot (Ra)^n = 0,40 \cdot (50441,86)^{0,25} \\ Nu &= 7,193 \end{aligned}$$

b) Segundo Volume de Controle

$$\begin{aligned} Nu &= c \cdot (Ra)^n = 0,40 \cdot (38133,39)^{0,25} \\ Nu &= 6,708 \end{aligned}$$

10. Coef. convecção do fluido externo

a) Primeiro Volume de Controle:

$$h_e = \frac{Nu \cdot K}{\varnothing_e} = \frac{7,193 \cdot 0,027}{0,016}$$

$$h_e = 12,141 \frac{W}{m^2 \cdot k}$$

b) Segundo Volume de Controle:

$$h_e = \frac{6,708 \cdot 0,027}{0,016} = 11,321 \frac{W}{m^2 \cdot k}$$

11. Cálculo Coef global de transf. calor

a) Primeiro Volume de Controle:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r \cdot \ln \cdot (r_e/r_i)}{K} + \frac{1}{h_e} \cdot \frac{r_i}{r_e}}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{90,738} + \frac{0,055 \cdot \ln \cdot (0,008/0,0055)}{373,15} + \frac{1}{12,31} \cdot \frac{0,0055}{0,008}}$$

$$U_i = 14,681 \frac{W}{m^2 \cdot k}$$

b) Segundo Volume de Controle

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{120,54} + \frac{0,055 \cdot \ln \cdot (0,008/0,0055)}{373,15} + \frac{1}{11,321} \cdot \frac{0,0055}{0,008}}$$

$$U_i = 14,383 \frac{W}{m^2 \cdot k}$$

12. Cálculo do comprimento total do coil

a) Primeiro Volume de Controle

$$Q = U_i \cdot A \cdot \Delta T$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$$

$$\Delta T = T_m - T_\infty$$



Apostila de FENTRAN Experimental

$$L = \frac{Q}{U_i \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta T} = \frac{13,884}{14,681 \cdot 2\pi \cdot 0,0055 \cdot 21,616}$$

$$L = 1,266 \text{ m}$$

b) Segundo Volume de Controle

$$Q = U_i \cdot A \cdot \Delta T$$

$$L = \frac{4,580}{14,383 \cdot 2\pi \cdot 0,0055 \cdot 16,914} = 0,545 \text{ m}$$

13. Cálculo Área de Troca Térmica

a) Primeiro Volume de Controle

$$A = 2 \cdot \pi \cdot 0,0055 \cdot 1,266 = 0,044 \text{ m}^2$$

b) Segundo volume de controle

$$A = 2 \cdot \pi \cdot 0,0055 \cdot 0,545 = 0,019 \text{ m}^2$$

14. Cálculo do número de volutas do coil:

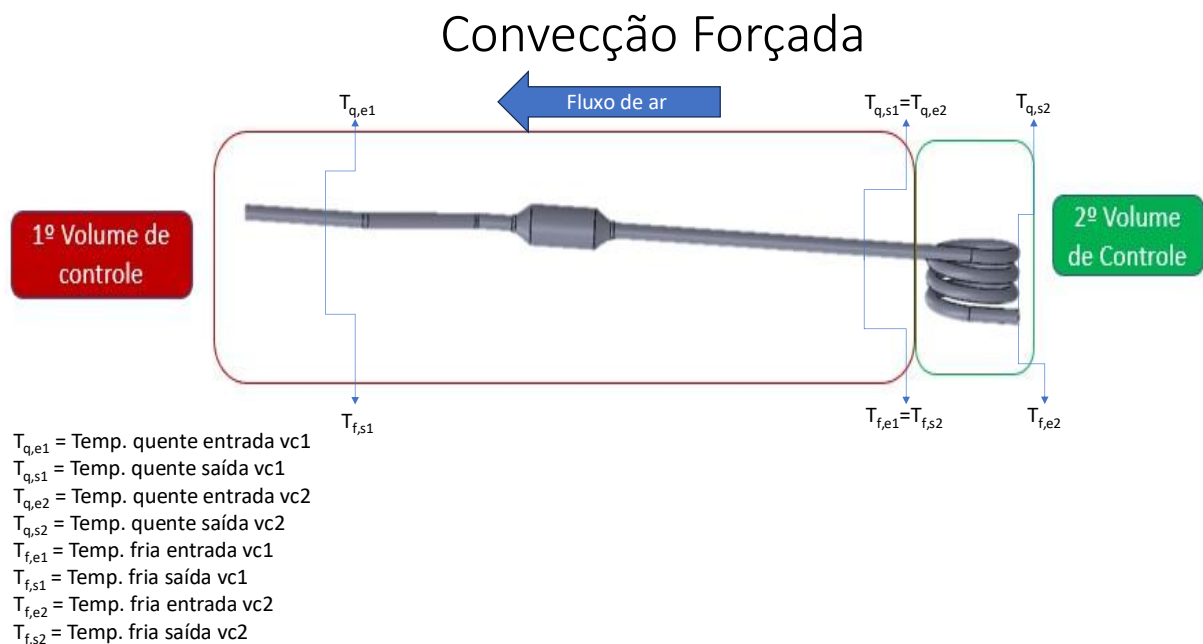
$$N = \frac{2 \cdot \pi}{\emptyset \cdot \pi} \cdot \frac{r_i \cdot L}{\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot R)^2 + p^2}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,0055 \cdot 0,545}{0,016 \cdot \pi \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0,058)^2 + (0,107)^2}}$$

p = Distância entre volutas

R = raio curvatura do coil

$$N = 1,04$$

16.6 CÁLCULO DO COIL EM CONVECÇÃO FORÇADA



1 - Passo: Cálculo do calor rejeitado (interno do tubo);

A) Formulações para o 1º & 2ª volume de controle:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{q,e} - T_{q,s})$$

Obs:

1] "V" Será medido a velocidade do ar na entrada do tubo de descarga do compressor, para este caso o valor será fornecido (12 m/s) para ambos os tubos;

2- Passo: Cálculo do solver (estimar valor) para o raio do volume de controle

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle:

Para o prosseguimento dos cálculos é necessário estimar a dimensão do volume de controle do fluido frio que o trocador de calor está sendo exposto. Para obter este valor é necessário utilizar ferramentas como o solver que é um software matemático que 'resolve' um problema lógico, ele pode ser encontrado no software do Excel ou em calculadoras científicas. Uma outra ferramenta que pode ser utilizado é o método numérico Newton-Raphson por programação (Fortran, Phython,Cetc) para

resolver este tipo de problema matematicamente. A figura 5 demonstra como é o desenho representativo dos volumes de controle do fluido frio e do trocador de calor.

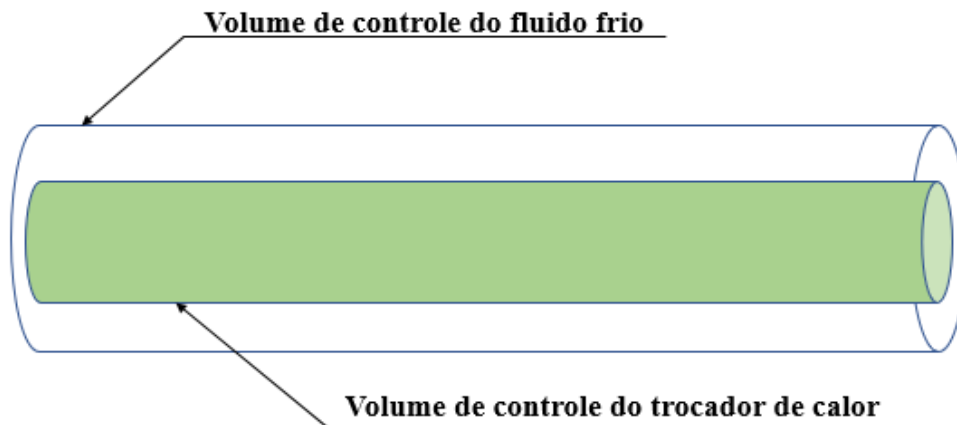


Figura 5: Desenho esquemático dos volumes de controle do trocador de calor e os volumes de controle.

O equacionamento do sistema linear para a utilização do solver ou método numérico Newton-Raphson pode ser realizado pela seguinte forma:

Encontrar os valores das vazões mássicas externas e internas do sistema

$$\begin{aligned}\dot{m}_{int} &= \rho \cdot V \cdot A_i \\ \dot{m}_{int} &= \rho \cdot V \cdot (\pi \cdot ri^2) \\ \dot{m}_{ext} &= \rho \cdot V \cdot A_e\end{aligned}$$

É importante ressaltar que a vazão mássica externa é uma região anular do tubo do trocador de calor.

$$\dot{m}_{ext} = \rho \cdot V \cdot \pi \cdot (r_v - re)^2$$

Para o desenvolvimento do cálculo do Solver deve-se aplicar a igualdade dos calores rejeitados no interior e exterior do trocador de calor, desenvolvendo o equacionamento do calor rejeitado por vazão mássica, obteremos:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{int} &= \dot{Q}_{ext} \\ \dot{Q}_{int} &= \dot{m}_{int} \cdot c_{pint} \cdot \Delta T \\ \dot{Q}_{ext} &= \dot{m}_{ext} \cdot c_{pext} \cdot \Delta T\end{aligned}$$

Rearranjando as equações anteriores, elas ficarão da seguinte forma:

$$\rho_{int} \cdot V_{int} \cdot (\pi \cdot ri^2) \cdot c_{pint} \cdot \Delta T_{int} = \rho_{ext} \cdot V_{ext} \cdot \pi \cdot (r_v - re)^2 \cdot c_{pext} \cdot \Delta T_{ext}$$

O valor do raio do volume de controle pode-se ter variadas soluções, mas dentre as condições especificadas no sistema há um único valor proposto especificado para atender o projeto que está sendo estudado, utilizando as ferramentas de cálculo numérico pode-se obter este valor com o menor erro possível. Além disso, o que determina a posição dos pontos de instrumentação para aquisição de temperatura é este cálculo do raio do volume de controle.

3 - Passo: Cálculo da convecção interna do fluido

A) Formulações para o 1º Volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot \phi_i}{\mu}$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$hi = \frac{Nu \cdot k}{\phi_i}$$

B) Formulações para o 2º Volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot \phi_i}{\mu}$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Nu_c = Nu \cdot \left[1 + 3,4 \cdot \left(\frac{r_i}{R} \right) \right] - \text{conf. proposta Ref.3}$$

$$hi = \frac{Nu_c \cdot k}{\phi_i}$$

4 – Passo: Cálculo da convecção externa

A) Formulações para o 1º Volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot (\phi_v - \phi_e)}{\mu}$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$he = \frac{Nu \cdot k}{(\phi_v - \phi_e)}$$

B) Formulações para o 2º Volume de controle:



Apostila de FENTRAN Experimental

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot (\phi_v - \phi_e)}{\mu}$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$he = \frac{Nu_c \cdot k}{(\phi_v - \phi_e)}$$

5 - Passo: Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{ri \cdot \ln(re/ri)}{k} + \frac{1}{he} \cdot \frac{ri}{re}}$$

6- Passo: Cálculo da temperatura média logarítmica

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle: (contrafluxo)

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}}$$

B) Formulações para o 1º & 2º volume de controle: (paralelo)

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,e}) - (T_{q,s} - T_{f,s})}{\ln \frac{(T_{q,e} - T_{f,e})}{(T_{q,s} - T_{f,s})}}$$

7- Passo: Cálculo do comprimento total do trocador de calor método DTML

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle

$$Q = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{m,l}$$

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot ri \cdot L$$

8-Passo: Cálculo da capacidade calorífica máxima

A) Formulações para o 1º & 2º volume de controle

$$\dot{m}_f = \rho \cdot V \cdot A$$

$$Cf = \dot{m}_f \cdot c_{pf}$$

e

$$Cq = \dot{m}_q \cdot c_{pq}$$

$$\dot{m}_q = \rho \cdot V \cdot A$$

Obs.: a capacidade máxima será o valor mínimo!

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})$$

9- Passo: Cálculo da efetividade

A) Formulação para o 1º & 2º volume de controle

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

10 -Passo: Cálculo da relação da capacidade calorífica

A) Formulação para o 1º & 2º volume de controle

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

11- Passo: Cálculo de NUT

A) Formulações para o 1º & 2ª volume de controle

Uq é o próprio Ui

Para Cr<1

$$NUT = \frac{1}{Cr - 1} \cdot \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot Cr - 1} \right)$$

$$NUT = \frac{U_q \cdot A_q}{C_{min}}$$

12- Passo: Cálculo do comprimento total do trocador de calor

A) Formulação para o 1º & 2º volume de controle

Rq = ri

$$A_q = 2 \cdot \pi \cdot r_q \cdot L$$



Apostila de FENTRAN Experimental

13- Passo: Cálculo do número de volutas do coil (procedimento realizado apenas para o coil)

A) Formulação para o 2^a volume de controle

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L}{\phi_e \cdot \pi \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot R)^2 + p^2}}$$

16.7 ANÁLISE NUMÉRICA CONVECÇÃO FORÇADA

Tabela de aquisição de dados experimentais:

Aquisição do Coil Experimental									
Tempo	0	10	20	30	40	50			MÉDIA
temperatura fria de entrada do coil	26,81	33,28	34,41	35,23	35,94	36,91			36,02666667
temperatura fria de saída do coil	26,94	33,54	34,68	35,51	36,03	37			36,18
temperatura fria de saída linear	26,96	35,28	36,64	37,69	38,01	38,99			38,23
temperatura quente de entrada	27,13	53,42	55,19	56,23	56,34	57,52			56,69666667
temperatura quente de entrada do coil	26,93	40,99	42,77	43,62	43,94	44,93			44,16333333
temperatura quente de saída do coil	26,86	38,71	40,29	41,33	41,65	42,64			41,87333333
Delta de temperatura coil fria	0,13	0,26	0,27	0,28	0,09	0,09			
Delta de temperatura coil quente	-0,07	2,28	2,48	2,29	2,29	2,29			
Delta de temperatura linear fria	-0,02	1,74	1,96	2,18	1,98	1,99			
Delta de temperatura linear quente	0,2	12,43	12,42	12,61	12,4	12,59			

1º Passo – Cálculo do Calor Rejeitado do Fluido Frio e do Fluido Quente

a) Calor total rejeitado do fluido Frio:

Velocidade do fluido frio (m/s): 15

Temperatura de entrada do ar no coil, $T_{f,e2}$ (°C): 36,02

Temperatura na saída do ar no coil, $T_{f,e1}$ (°C): 36,18

Temperatura de saída do ar $T_{f,s1}$ (°C): 38,29

Densidade do ar frio (kg/m³): 1,1405

Calor específico do ar frio (J/kg°C): 1006,25

Diâmetro hidráulico do duto (m): $0,345 \times 0,31 = 0,326$

Obs: valores calculados a partir da média dos dados de entrada e saída.

Cálculo da vazão mássica de fluido frio no 1º volume de controle:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$\dot{m} = 1,43 \text{ (kg/seg)}$$

Cálculo da vazão mássica de fluido frio no 2º volume de controle:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$\dot{m} = 1,43326 \text{ (kg/seg)}$$

Cálculo rejeitado do fluido frio:

$$Q = \dot{m} \cdot cp \cdot \Delta T$$

$$Q = 2917,30 \text{ W}$$

b) Calor total rejeitado do fluido quente:

Velocidade do fluido quente (m/s): 19,6

Temperatura quente na entrada linear, $T_{q, e1}$ (°C): 56,69

Temperatura quente na saída linear, $T_{q, s1}$ (°C): 44,16

Temperatura quente na entrada coil, $T_{q, e2}$ (°C): 44,16

Temperatura quente na saída coil, $T_{q, s2}$ (°C): 41,87

Densidade do ar quente (kg/m³): 1,1058

Calor específico do ar quente (J/kg°C): 1006,34

Raio do duto de escoamento (m): 0,0055

Cálculo da temperatura de mistura do fluido quente no 1º volume de controle:

$$\Delta T = \frac{T_{ent} + T_{sai}}{2} = 50,425$$

Cálculo da temperatura de mistura do fluido quente no 2º volume de controle:

$$\Delta T = \frac{T_{ent} + T_{sai}}{2} = 43,015$$

Variação de temperatura no fluido quente no 1º volume de controle:

$$\Delta T = 12,53$$

Variação de temperatura no fluido quente no 2º volume de controle:

$$\Delta T = 2,29$$

Cálculo da vazão mássica de fluido quente no 1º volume de controle:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$



Apostila de FENTRAN Experimental

$$\dot{m} = 0,00197 \text{ (kg/seg)}$$

Cálculo da vazão mássica de fluido frio no 2º volume de controle:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$\dot{m} = 0,00208 \text{ (kg/seg)}$$

Cálculo do calor rejeitado do fluido quente no 1º volume de controle:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 24,88 \text{ W}$$

Cálculo do calor rejeitado do fluido quente no 2º volume de controle:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 4,81 \text{ W}$$

2º Passo – Mapeamento das propriedades do Fluido Frio e Fluido Quente

Cálculo de Reynolds do Fluido Interno para o 1º Volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} = 11635$$

Cálculo de Reynolds do Fluido Interno para o 2º Volume de controle:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} = 11998$$

Cálculo de Nusselt do Fluido Interno para o 1º Volume de controle:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 35,70$$

Cálculo de Nusselt do Fluido Interno para o 2º Volume de controle:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 50,42$$

Cálculo do Coef. de Convecção do Fluido Interno para o 1º Volume de controle:

$$h_i = \frac{Nu \cdot K}{d} = 91,22 \text{ (W/ m}^2 \text{ °C)}$$

Cálculo do Coef. de Convecção do Fluido Interno para o 2º Volume de controle:

$$hi = \frac{Nu.K}{d} = 125,84 \text{ (W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Cálculo da Temperatura na parede interna do tubo para o 1º Volume de controle:

$$T_{int} = \frac{Q}{hi.2.\pi.r_i} + T_{mistura} = 58,32^\circ \text{ C}$$

Cálculo da Temperatura na parede interna do tubo para o 2º Volume de controle:

$$T_{p,int} = \frac{Q}{hi.2.\pi.r_i} + T_{mistura} = 44,12^\circ \text{ C}$$

Cálculo da Temperatura na parede externa do tubo para o 1º Volume de controle:

$$T_{p,ext} = \frac{-Q.ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2.k} + T_{p,int} = 58,25^\circ \text{ C}$$

Cálculo da Temperatura na parede externa do tubo para o 2º Volume de controle:

$$T_{p,ext} = \frac{-Q.ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2.k} + T_{p,int} = 44,11^\circ \text{ C}$$

Cálculo da Temperatura média para o 1º e 2º volumes de controle:

$$P/ 1^\circ \text{ vc} \Rightarrow \quad \overline{\Delta T} = 37,27^\circ \text{ C}$$

$$P/ 2^\circ \text{ vc} \Rightarrow \quad \overline{\Delta T} = 36,1^\circ \text{ C}$$

Cálculo DTML para o 1º volume de controle:

$$\Delta TML = \frac{((T_{q,e}-T_{f,s})-(T_{q,s}-T_{f,e}))}{\left(\ln\left(\frac{T_{q,e}-T_{f,s}}{T_{q,s}-T_{f,e}}\right)\right)} = 11,67^\circ \text{ C}$$

Cálculo DTML para o 2º volume de controle:

$$\Delta TML = \frac{((T_{q,e}-T_{f,s})-(T_{q,s}-T_{f,e}))}{\left(\ln\left(\frac{T_{q,e}-T_{f,s}}{T_{q,s}-T_{f,e}}\right)\right)} = 6,84^\circ \text{ C}$$

Cálculo do Reynolds do fluido externo 1º volume de controle:

$$Re = \frac{\rho.V.d_h}{\vartheta} = 278594,89$$



Apostila de FENTRAN Experimental

Cálculo do Reynolds do fluido externo 2º volume de controle:

$$Re = \frac{\rho.V.d_h}{\eta} = 279927,01$$

Capacitância Térmica do fluido quente para 1º volume de controle:

$$c_{fq} = \dot{m}.cp = 1,98 \text{ (J/ K)}$$

Capacitância Térmica do fluido frio para 1º volume de controle:

$$c_{ff} = \dot{m}.cp = 1437 \text{ (J/ K)}$$

Capacitância Térmica do fluido quente para 2º volume de controle:

$$c_{fq} = \dot{m}.cp = 2,10 \text{ (J/ K)}$$

Capacitância Térmica do fluido frio para 2º volume de controle:

$$c_{ff} = \dot{m}.cp = 1442 \text{ (J/ K)}$$

Cálculo de Nussel para fluido Externo para 1º volume de controle:

$$NU = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} = 454,11$$

Cálculo de Nussel para fluido Externo para 2º volume de controle:

$$NU = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} = 4554,92$$

Coeficiente de convecção do fluido externo para 1º volume de controle:

$$he = \frac{Nu.K}{d} = 37,64 \text{ (W/ m}^2 \text{ °C)}$$

Coeficiente de convecção do fluido externo para 2º volume de controle:

$$he = \frac{Nu.K}{d} = 37,66 \text{ (W/ m}^2 \text{ °C)}$$

Coeficiente global de transferência de calor para 1º volume de controle:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln(re/r_i)}{k} + \frac{1}{h_e} \frac{r_i}{re}} = 33,93 \text{ °C}$$

Coeficiente global de transferência de calor para 2º volume de controle:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln(re/r_i)}{k} + \frac{1}{h_e} \frac{r_i}{re}} = 37,82 \text{ °C}$$

Comprimento linear para 1º volume de controle, pelo método DTML:

$$Q = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{m,l}$$

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

$$L = 1,82 \text{ m}$$

Comprimento linear para 2º volume de controle, pelo método DTML:

$$Q = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{m,l}$$

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

$$L = 0,54 \text{ m}$$

Área de troca térmica para 1º volume de controle, pelo método DTML:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L = 0,062 \text{ m}$$

Área de troca térmica para 2º volume de controle, pelo método DTML:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L = 0,01858 \text{ m}$$

Cálculo do número de volutas pelo método DTML:

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L}{\phi_e \cdot \pi \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot R)^2 + p^2}} = 1,19 \text{ volutas}$$

Cálculo do Q max, para o 1º volume de controle

$$Q_{max} = c_{min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) = 36,54$$

$$c_{min} = c_q$$

Cálculo do Q max, para o 2º volume de controle



Apostila de FENTRAN Experimental

$$Q_{max} = c_{min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) = 16,76$$

$$c_{min} = c_q$$

Cálculo da Efetividade Térmica, para o 1º volume de controle:

$$\varepsilon = \frac{Q_{reg}}{Q_{max}} = 0,68$$

Cálculo da Efetividade Térmica, para o 2º volume de controle:

$$\varepsilon = \frac{Q_{reg}}{Q_{max}} = 0,29$$

Cálculo do Coeficiente de Capacitância, para o 1º volume de controle

$$Cr = \frac{c_{min}}{c_{max}} = 0,00138$$

Cálculo do Coeficiente de Capacitância, para o 2º volume de controle

$$Cr = \frac{c_{min}}{c_{max}} = 0,001456$$

Cálculo de NUT

Formulações para o 1º & 2ª volume de controle

U_q é o próprio U_i

Para $Cr < 1$

$$NUT = \frac{1}{Cr - 1} \cdot \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot Cr - 1} \right)$$

$$NUT = \frac{U_q \cdot A_q}{c_{min}}$$

Para o 1º volume de controle = 1,143

Para o 2º volume de controle = 0,338

Cálculo do Comprimento linear para o 1º volume de controle pelo método (E-NUT);

$$l = \frac{Nut.C_{min}}{U_i.2.\pi.r_i} = 1,94 \text{ m}$$

Cálculo do Comprimento linear para o 2º volume de controle pelo método (E-NUT);

$$l = \frac{Nut.C_{min}}{U_i.2.\pi.r_i} = 0,55 \text{ m}$$

Cálculo do número de volutas (E-Nut):

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L}{\phi_e \cdot \pi \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot R)^2 + p^2}} = 4,4 \text{ volutas}$$

Conclusão:

Revisão Bibliográfica

- 1- Incropera, F.P. [et al.], De Witt, D. P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2008. "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa", Ed. LTC, 6ª edition., Rio de Janeiro, Brasil.
- 2- K. Patil, Ramachandra Shende, B.W. and Ghosh, Prasanta.,1982. "Designing A Helical-Coil Heat Exchanger". Chemical Engineering (New York), Vol. 89, pp. 85–88.
- 3- S.Kakaç,Liu.H,APramuanjaroenkij,2012."Heat Exchanges,Selection,Rating,and Thermal Design",third Edition.

17 ANÁLISE TÉRMICA DE UM RADIADOR COMPACTO

17.1 INTRODUÇÃO:

Um radiador automotivo tem um papel essencial para a transferência de calor dos componentes de um motor para o ambiente. Este equipamento é classificado como trocador de calor compacto de fluxo cruzado projetado para transferir o calor do fluido quente para o ar ambiente. O processo de transferência de calor ocorre do fluido refrigerante para os tubos internos da estrutura do radiador, e destes tubos para o ar ambiente através das aletas contidas na superfície externa destes tubos.

Em geral, o coeficiente de transferência de calor é uma função do coeficiente convectivo de transferência de calor do ar e do fluido refrigerante utilizado. Desta forma, quando um motor automotivo se desloca em alta velocidade, o calor gerado no sistema é alto e o sistema de arrefecimento deve ser eficiente e efetivo para manter a troca térmica sob controle. Neste caso, o radiador deve ser dimensionado adequadamente, com papel relevante ao fluido refrigerante que escoar internamente nos tubos internos da estrutura do referido radiador.

Para este experimento, buscando agregar um maior conhecimento aos alunos, serão abordadas além da análise do trocador de calor compacto as condições de altura manométrica do circuito hidráulico proposto e estudo do escoamento do ar através do túnel de vento.

Com base na figura abaixo, será possível estudar 3 fenômenos na bancada proposta:

1. Cálculo da altura manométrica entre a bomba d'água até o bocal de entrada do radiador;
2. Avaliação do perfil de escoamento do ar, através do túnel de vento;
3. Cálculo dos coeficientes convectivos no radiador.

Neste estudo, os alunos serão introduzidos a análise de um trocador de calor, porém este ensaio combina escoamento forçado de ar e água, interagindo neste radiador automotivo. Para esta análise serão necessários conciliar medições de

escoamento forçado de ar e as técnicas para mapeamento das vazões, pressões e velocidades no duto de ar forçado. Finalmente após definidos os dados anteriores, serão mapeados o circuito de circulação de água e finalmente estimar valores convectivos do ar e da água.

17.2 OBJETIVO:

Esta atividade será dividida em três etapas:

1ª – Atividade de Hidráulica:

Dimensionamento da altura manométrica total do circuito hidráulico de alimentação do sistema de arrefecimento;

Dimensionamento da Vazão, através dos métodos:

- Tubo de Venturi;
- Medidor de vazão eletrônico, tipo turbina;
- Rotâmetros;
- Método de Galonagem;

2ª – Atividade do Túnel de Vento:

Cálculo da Elevação da Pressão do Ventilador;

Cálculo das Pressões Estática, Dinâmica e Total do duto de Recalque;

Cálculo das velocidades de Sucção

Cálculo da Elevação de pressão do sistema;

Cálculo das Vazões pelos métodos de Reynolds e por medição experimental;

Plotagem do Perfil de Escoamento da camada limite de velocidade;

3ª – Atividade Performance Térmica do Radiador;

Máxima taxa de transferência de calor transferido;

Coeficiente convectivo do ar;

Coeficiente convectivo da água;

Número de Nusselt do ar;

Número de Nusselt da água;

Efetividade experimental do equipamento.

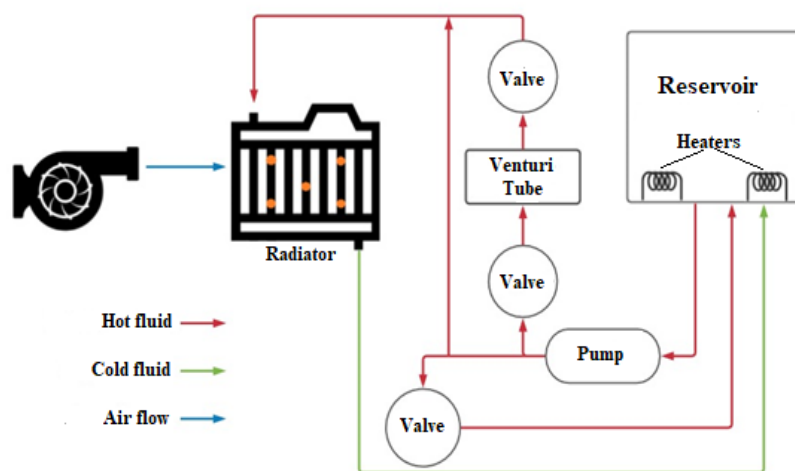


Figura -Proposta do arranjo de estudo

17.3 ANÁLISE HIDRÁULICA:

17.3.1 MAPEAMENTO DA ALTURA MANOMÉTRICA

A determinação desta variável é de fundamental importância para a seleção da bomba hidráulica adequada ao sistema em questão. Pode ser definida como a quantidade de trabalho necessário para movimentar um fluido, desde uma determinada posição inicial, até a posição final, incluindo nesta “carga” o trabalho necessário para vencer o atrito existente nas tubulações por onde desloca-se o fluido. Matematicamente, é a soma da altura geométrica (diferença de cotas) entre os níveis de sucção e descarga do fluido, com as perdas de carga distribuídas e localizadas ao longo de todo o sistema (altura estática + altura dinâmica).

Inicialmente devem-se ser mapeados os comprimentos, alturas e identificação dos acessórios utilizados nos circuitos de sucção e recalque.

Mapeamento da linha de Sucção:

Comprimento da linha de sucção = 60 cm;

Altura da linha de sucção = - 26 cm;

Vazão do circuito = 8l/ min – medido pelo rotâmetro.

Acessórios de Sucção				
Acessórios	Diam. nominal	QTD	L equivalente	Total
Joelho 90	1"	1	0.6	0.6
T passagem direta	1"	1	0.9	0.9
União	1"	2	0.1	0.2
Adaptador	1"	2	0.2	0.4
Válvula Bloq	1"	1	0.2	0.2
Adaptador	3/4"	1	0.1	0.1
Total (m)				2,4



Apostila de FENTRAN Experimental

$$PC_S = (L_S + L_{eq}) \cdot F$$

Onde:

Pcs = Perda de Carga por sucção

Ls = Comprimento de Sucção

Leq = Comprimento Equivalente

F = Fator de correção de vazão;

$$PC_S = (0.6 + 2.4) \cdot 0.6 = 1.74 \text{ m}$$

Mapeamento da linha de Recalque:

Comprimento da linha de recalque = 530 cm;

Altura da linha de recalque = 2440 cm;

Vazão do circuito = 8l/ min – medido pelo rotâmetro.

Acessórios de Recalque				
Acessórios	Diam. nominal	QTD	L equivalente	Total
Adaptador	1"	3	0,2	0,6
"T" passagem direta	1"	2	0,9	1,8
Registro	1"	1	8,2	8,2
União	1"	1	0,1	0,1
Joelho 90	1"	3	1,5	4,5
"T"saída lateral	1"	1	3,1	3,1
Total p/ 1" – (m)				= 18,3
Adaptador	3/4"	5	0,2	1
Joelho 90	3/4"	10	1,2	12
União	3/4"	2	0,1	0,2
Válv Bloqueio	3/4"	1	0,1	0,1
Total p/ 3/4" (m)				13,3

$$PC_R = (L_R + L_{eq}).F$$

Onde:

Pcs = Perda de Carga por sucção

Ls = Comprimento de Sucção

Leq = Comprimento Equivalente

F = Fator de correção de vazão;

Perda de Carga para Tubulação de 1”:

$$PC_R = (1,35 + 18,3).0,6 = 11,79 \text{ mca}$$

Perda de carga para Tubulação de ¾”:

$$PC_R = (3,90 + 13,3).1,72 = 29,58 \text{ mca}$$

Perda de Carga Total:

$$\text{Perda de Carga Total} - 1'' + \frac{3}{4}'' = 41,37 \text{ mca}$$

Cálculo da altura manométrica total (AMT)

$$\text{AMT} = A_s + A_r + P_Cs + P_Cr$$

$$\text{AMT} = -0,26 + 2,44 + 1,74 + 41,37$$

$$\text{AMT} = 45,29 \text{ mca}$$

Apostila de FENTRAN Experimental

Tabela de perdas de cargas localizadas em conexões, considerando-se os comprimentos equivalentes em metros de canalização										
CONEXÃO	MATERIAL	Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização								
		3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90°	PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
	Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45°	PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90°	PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
	Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2
Joelho 45°	PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5
	Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9
Tê de passagem direta	PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3
	Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7
Tê de saída lateral	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,8	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
Tê de saída bilateral	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,8	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
União	PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25
	Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04
Saída de canalização	PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9
	Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0
Luva de redução (*)	PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2
	Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07
Registro de gaveta ou esfera aberto	PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1
	Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9
Registro de globo aberto	Metal	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0
	Metal	3,6	4,6	5,8	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0
Registro de ângulo aberto	PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	28,8	28,8	37,4
	Metal	5,6	7,3	10,0	11,8	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de pé com crivo	PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	28,8	28,8	37,4
	Metal	5,6	7,3	10,0	11,8	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de Retenção	Horizontal	Metal	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	10,4
	Vertical	Metal	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	12,9

Tabela de Perda de Carga em Tubulações

Tabela de perdas de carga em 100 metros de tubos novos de ferro fundido ou galvanizado ou tubos de PVC (valores em %)																
Vazão m³/h	PVC 3/4"	PVC 1"	PVC 1 1/4"	PVC 1 1/2"	PVC 2"	PVC 2 1/2"	PVC 3"	PVC 4"	PVC 5"	PVC 6"	PVC 8"	PVC 10"	PVC 12"	PVC 14"	PVC 16"	PVC 18"
0,5	1,72	2,00	0,60	0,70	0,18	0,20										
1,0	4,79	7,50	2,00	2,70	0,82	0,78	0,20	0,22	0,07	0,08						
1,5	11,80	16,00	4,00	6,00	1,25	1,60	0,45	0,50	0,15	0,17						
2,0	19,50	27,00	6,80	10,00	2,10	2,70	0,70	0,80	0,25	0,28	0,08	0,07				
2,5	28,80	35,00	10,00	15,00	3,10	4,50	1,10	1,40	0,37	0,40	0,09	0,12				
3,0	39,60	58,00	13,70	21,50	4,20	6,00	1,50	1,80	0,50	0,60	0,13	0,16	0,04	0,05		
3,5	50,00	80,00	18,00	26,00	5,50	8,00	1,85	2,40	0,68	0,80	0,17	0,22	0,07	0,08		
4,0	65,50	100,00	22,70	37,00	7,00	10,00	2,35	3,00	0,85	1,05	0,21	0,27	0,09	0,10		
4,5	80,50		27,90	45,00	8,60	12,00	3,00	3,70	1,00	1,30	0,26	0,32	0,11	0,12		
5,0	97,00		33,50	55,00	10,40	15,50	3,60	4,70	1,25	1,60	0,31	0,42	0,13	0,15		
5,5			39,60	65,00	12,30	18,00	4,30	5,50	1,50	2,00	0,37	0,50	0,15	0,17		
6,0			46,20	80,00	14,30	22,00	5,00	6,60	1,70	2,20	0,43	0,60	0,18	0,20	0,05	0,07
6,5			53,10	95,00	16,50	25,00	5,70	7,60	2,00	2,40	0,49	0,70	0,21	0,26	0,06	0,08
7,0			60,50		18,70	29,00	6,50	8,30	2,30	3,00	0,56	0,80	0,24	0,28	0,07	0,10
7,5			68,30		21,20	35,00	7,30	11,00	2,60	3,50	0,63	0,90	0,27	0,30	0,08	0,12
8,0			76,40		23,60	37,00	8,20	11,50	2,90	3,90	0,70	1,00	0,31	0,35	0,09	0,13
8,5			85,00		26,30	39,00	9,10	13,00	3,20	4,50	0,78	1,20	0,34	0,40	0,10	0,16
9,0			94,00		29,00	40,00	10,00	14,00	3,50	4,80	0,87	1,25	0,38	0,45	0,11	0,18
9,5					32,00	50,00	11,00	15,00	3,90	5,10	0,96	1,40	0,41	0,47	0,12	0,19
10					35,00	56,00	12,10	17,00	4,20	5,70	1,05	1,50	0,45	0,50	0,13	0,20
12					48,00	80,00	16,80	24,00	5,80	8,00	1,45	2,20	0,62	0,80	0,17	0,28
14					63,00	100,00	22,00	35,00	7,80	11,50	1,90	3,00	0,80	1,00	0,23	0,31
16					80,00		28,00	40,00	9,50	14,00	2,40	3,70	1,00	1,20	0,28	0,40
18					99,00		34,00	52,00	12,00	17,00	3,00	4,50	1,25	1,60	0,35	0,45
20							41,00	63,00	14,20	21,50	3,60	5,70	1,50	2,00	0,42	0,70
25							60,00	95,00	21,00	33,00	5,20	8,50	2,20	3,00	0,62	1,10
30							83,00		29,00	45,00	7,20	12,00	3,00	4,20	0,85	1,50
35							100,00		38,00	61,00	9,40	16,00	4,00	5,70	1,20	2,00
40									48,00	78,00	12,00	20,50	5,10	7,00	1,45	2,50
45									59,00	100,00	14,50	25,00	6,30	9,00	1,80	3,10
50									70,00		18,00	32,00	7,50	11,00	2,10	3,80
55									83,00		21,00	41,00	9,00	13,00	2,50	4,30
60									97,00		24,00	45,00	10,50	16,00	2,90	5,00
65											28,00	55,00	12,00	18,00	3,30	6,00
70											32,00	60,00	13,60	21,00	3,80	7,20
75											36,00	68,00	15,50	23,00	4,30	8,00
80											40,00	76,00	17,20	26,50	4,80	9,20
85											44,00	19,00	29,00	5,30	11,00	1,90
90											48,00	21,00	34,00	5,80	12,00	2,10
95											54,00	23,20	37,00	6,50	13,00	2,30
100											59,00	25,50	40,00	7,00	14,00	2,50
120											81,00	35,00	58,00	10,00	20,00	3,50
150												52,00	15,00	30,00	5,20	10,00
200												85,00	25,00	50,00	8,50	17,50
250													40,00	80,00	13,50	26,50
300													50,00	18,00	38,00	
350													65,00	25,00	50,00	
400													80,00	30,00		

NOTA

Evitar o uso dos valores abaixo da linha grifada para não ocasionar excesso de perdas de carga, principalmente na tubulação de sucção, onde a velocidade máxima do líquido bombeado deve ser inferior a 2,0 m/s.

OBSERVAÇÕES:

a - Em se tratando de tubos Galvanizados ou FFP usados, deve-se acrescentar 3% aos valores acima para cada ano de uso da tubulação.

b - 1,0 m³/hora = 1.000 litros/hora = 3.600 ÷ 0,277 litros/segundo.

c - Os valores acima estão de acordo com a NBR-4928.

d - Considerar que a pressão de serviço nominal dos tubos PVC classe 15 é de 75 mca, para tubos PVC classe 20 é de 100 mca, e para PVC de irrigação, PN 125 é de 125 mca.

Conforme a aplicação, para pressões de serviço acima destes valores, recomenda-se o uso de tubos de FFP ou Galvanizados.

- Diagrama para encanamentos de aço galvanizado para água fria. Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao.

17.3.2 CÁLCULO DA VAZÃO ATRAVÉS DO TUBO DE VENTURI

O tubo de Venturi é um equipamento que indica a variação de pressão de um fluido em escoamento em regiões com áreas transversais diferentes. Por meio da diferença de pressão é possível calcular, sucessivamente, a velocidade do fluido e a vazão, utilizando a equação de Bernoulli simplificada.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4}}} \quad (\text{eq.01})$$

$$Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4} \quad (\text{eq.02})$$

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2} \quad (\text{eq.03})$$

Podemos observar que a partir do cálculo da velocidade no segundo trecho, lado dos manômetros, é possível encontrar a vazão, e em seguida a velocidade no primeiro trecho.

Cálculo da vazão do sistema com auxílio do tubo de Venturi, & Análise dos resultados:

1. Ligue a bomba centrífuga e direcione o fluido para o *by-pass* manipulando as válvulas de gaveta;
2. Visualize nos manômetros a diferença de pressão;
3. Transforme as pressões em metros coluna d'água;

4. Encontre o coeficiente de perda de carga “k” obtido através da divisão do diâmetro na primeira parte do tubo de Venturi pelo diâmetro na segunda parte do tubo;
5. Calcule as velocidades e a vazão do sistema utilizando as fórmulas 1 e 2.

Dados: (exemplo numérico)



$$P_1 = 2,6 \text{ psi}$$

$$P_2 = 1,4 \text{ psi}$$

Transformando a unidade:

$$P_1 = 2,6 \cdot 6894,3 \cdot 0,000102$$

$$P_1 = 1,83 \text{ mca}$$

$$P_2 = 1,4 \cdot 6894,3 \cdot 0,000102$$

$$P_2 = 0,98 \text{ mca}$$

Encontrando o coeficiente de perda de carga:

Dados:

$$D_1 = 0,025 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,0127 \text{ m}$$

$$K = \frac{D_1}{D_2}$$

$$K = 1,9685$$

A partir dessa operação é observado na tabela o valor referente a essa divisão. Caso não haja um valor exato, é preciso fazer uma interpolação entre dois resultados:



D/d	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,5	3	4	5	10	∞
K	0,15	0,25	0,34	0,38	0,41	0,44	0,46	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,5

Com isso, interpolamos os resultados entre 1,8 e 2,0 e obtemos 0,42.

Cálculo da velocidade no segundo trecho:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81(1,83 - 0,98)}{1 + 0,42 - \frac{0,0127^4}{0,025^4}}}$$

$$V_2 = 3,51 \text{ m/s}$$

Cálculo da vazão;

$$Q = \frac{3,51 \cdot 3,1415 \cdot 0,0127^2}{4}$$

$$Q = 1,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

17.3.3 CÁLCULO DA VAZÃO MEDIDOR ELETRÔNICO TIPO TURBINA

Material será discutido em sala de aula.

17.3.4 CÁLCULO DA VAZÃO POR GALONAGEM

Galonagem é uma forma prática de obter a vazão da água sem um equipamento específico, é necessário o uso de uma proveta graduada e a medição do tempo em que o volume da proveta é preenchido. Utilizando como exemplo uma proveta de 1L, medimos o tempo em que a água ocupa o volume de 500ml e depois o volume total de 1L, com esse tempo é feito o seguinte cálculo; Obtemos 5 medições de tempo de meio em meio litro e tiramos uma média de cada tempo, após isso somamos os dois tempos e tiramos uma nova média, com esse tempo final obtido é feito o seguinte cálculo:

$$Q = \left(\frac{0,5}{\text{tempo}} \right) * 60 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$$

Exemplo:

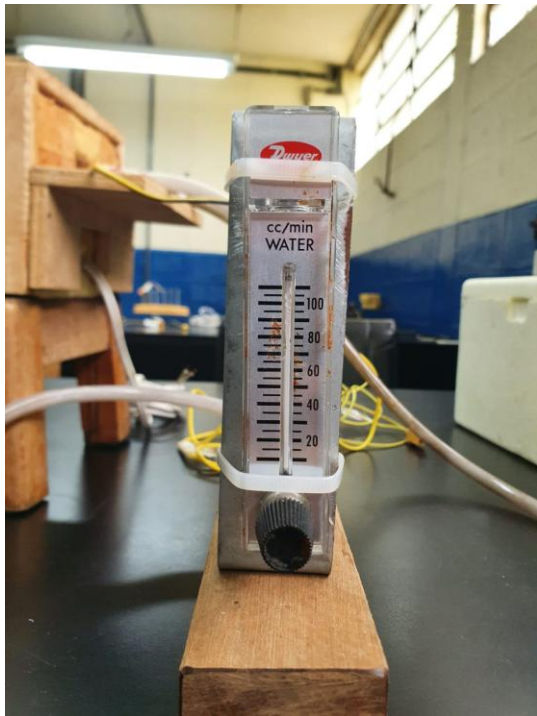
Tempo (s)	
0L - 0,5 L	0,5L-1L

	5,1	5,2
	5,3	5,7
	5,5	5,1
	5,2	5,6
	5,1	5,8
Média	5,24	5,48
Média Total	5,36	

17.3.5 CÁLCULO DA VAZÃO POR ROTÂMETRO

O Rotâmetro é um equipamento utilizado para medir a vazão de um líquido ou um gás. É constituído por um tubo de vidro ou acrílico com escalas de medidas e no interior do tubo tem um flutuador, o rotâmetro é colocado verticalmente na tubulação em que é medida a vazão ao passar o fluido (líquido ou gás), o flutuador irá se mover em função da vazão medida e assim poderá ser feita a leitura que está graduada no tubo. Também é possível restringir ou aumentar a vazão ao acionar um controlador de volume que compõe o rotâmetro.

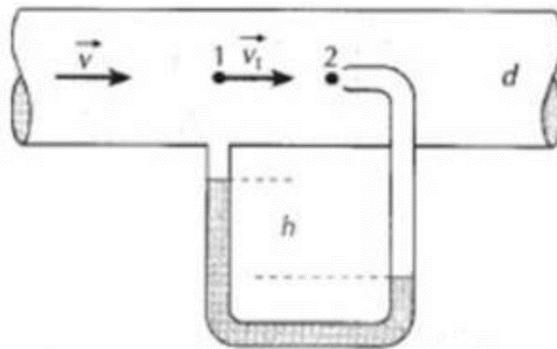
Cada rotâmetro é específico para o tipo de fluido a ser medida a vazão, ar ou líquido e existem diferentes graduações de escalas (0.1-1, 0.1-1.5, 0.2-2) lpm, por exemplo, o rotâmetro opera numa faixa de temperatura do fluido de (-5°C a 60°C).



17.4 TÚNEL DE VENTO:

17.4.1 USO DO TUBO DE PITOT COM MANÔMETRO EM U

O tubo de Pitot é um equipamento usado para medir pontualmente a velocidade e pressão em escoamento, seja um escoamento de fluido qualquer. Segue a ilustração do tubo de Pitot para fins didáticos:



Para a utilização do tubo de Pitot é necessário o entendimento sobre modelagem feita na equação de Bernoulli, conforme apresentado a formula:

$$\left(\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot z\right)_{inicial} = \left(\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot z\right)_{final} \quad (\text{Eq. 04})$$

Sendo:

P – Pressão.

ρ – Densidade.

v – Velocidade.

g – Gravidade.

z – Altura.

A análise feita será entre o ponto de estagnação e um ponto que o antecede com uma distância infinitesimal. Como já visto na imagem do tubo de Pitot, temos que os pontos não diferem em questões de altura e no ponto de estagnação a velocidade é nula. Seguindo essas hipóteses a equação de Bernoulli irá reduzir-se a seguinte expressão:

$$V = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho_{ar}}} \quad (\text{Eq.05})$$

Sendo que a diferença de pressão nesse caso é equivalente a diferença de pressão existente entre o piezômetro e o tubo de Pitot. Isso significa que:

$$\Delta P = \rho_{\acute{a}gua} \cdot g \cdot \Delta h \quad (\text{Eq.06})$$

Logo substituindo (formula 6) em (formula 5):

$$V = \sqrt{2 \cdot \frac{\rho_{\acute{a}gua} \cdot g \cdot \Delta h}{\rho_{ar}}} \quad (\text{Eq.07})$$

Pressão pode ser definido como o valor médio da transferência de momento sob as paredes de um recipiente. Em um escoamento a pressão é dividida em duas componentes, sendo elas **pressão dinâmica e pressão estática**. A pressão dinâmica é responsável pelo movimento do fluido, ou seja, responsável pela velocidade do fluido. Já a pressão estática é a componente responsável pela força imposta as paredes internas do Túnel de vento. Para fins de entendimento segue a formula da pressão total do sistema.

$$P_{total} = P_{estática} + P_{dinâmica} \quad (\text{Eq.08})$$

A pressão dinâmica pode ser expressada similarmente a energia cinética, podendo ser calculados no seguinte modo:

$$P_{dinâmica} = \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (\text{Eq.09})$$

Infelizmente não há uma formula matemática que descreva o comportamento das outras pressões, sendo elas pressão estática e pressão total. Porém muitas técnicas foram criadas para dimensiona-las, o equipamento a ser usado na aula será o tudo de Pitot combinado com o manômetro em U, vide figura abaixo:



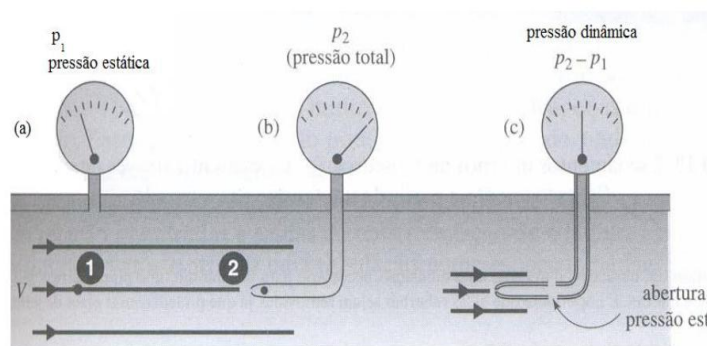
Esse dispositivo leva em conta o metro de coluna de água para quantificar as pressões estáticas e total. É necessário ligar o túnel de vento e visualizar com o auxílio das escalas a diferença de altura entre os lados direito e esquerdo do Pitot. Colendo esses dados insira os valores nas formulas a seguir para achar as pressões estática e total, lembrando que para este caso teremos uma extremidade do tubo aberta para o ambiente:

$$P_{estática} = \rho_{água} \cdot g \cdot \Delta h \quad (\text{Eq.10})$$

$$P_{total} = \rho_{água} \cdot g \cdot \Delta h \quad (\text{Eq.11})$$

No geral, para todos os cálculos de diferença de pressão com o auxílio do tubo de Pitot com manômetro em U, é mensurada pela seguinte formula:

$$P = \rho_{água} \cdot g \cdot \Delta h \quad (\text{Eq.12})$$



17.4.2 CÁLCULO DA ELEVAÇÃO DE PRESSÃO DO VENTILADOR CENTRÍFUGO

O ventilador centrífugo é um equipamento que tem como função criar uma diferença de pressão gerando um escoamento. Seu uso industrial na maioria das situações serve para o resfriamento de peças, exaustão, conforto térmico entre outros. A diferença de pressão acontece pela elevação de pressão gerada pelo rotor, que quando em velocidade aumenta a pressão dentro do sistema. Para calcular a elevação de pressão serão aplicados os conceitos já visto item anterior.

Para o Cálculo da elevação de pressão existente no sistema, siga as ações abaixo descritas e depois faça uma análise dos resultados e veja se há coerência:

1. Conecte um dos tubos no túnel na pressão total da sucção e o outro na pressão total do recalque.
2. Ligue o ventilador centrífugo na rotação máxima.
3. Visualize no tubo de Pitot a diferença entre as colunas d'água.
4. Calcule a elevação de pressão e total com as formulas 12.

Dados:

$$\rho_{ar} = 1.225 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{água}} = 997 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Para calcular a elevação de pressão: $\Delta h = 0,085 \text{ m}$

$$P_{\text{elevação}} = \rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \Delta h$$

$$P_{\text{elevação}} = 997 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,085 \text{ m}$$

$$P_{\text{elevação}} = 83,1 \text{ Pa}$$

17.4.3 CÁLCULO DAS PRESSÕES ESTÁTICAS, DINÂMICAS E TOTAL DO DUTO DO RECALQUE DO TÚNEL DE VENTO



Apostila de FENTRAN Experimental

- Calcule a pressão total, pressão dinâmica e pressão estática com auxílio do tubo de Pitot, e por fim faça uma análise dos resultados e veja se há coerência:

1. Conecte os dois tubos no túnel de vento para medir a pressão dinâmica.
2. Ligue o ventilador centrifugo na rotação máxima.
3. Visualize no tubo de Pitot a diferença entre as colunas d'água.
4. Calcule a pressão estática e total com base nas formulas anteriores.
5. Subtraia a pressão estática da pressão total para obter a pressão dinâmica.

Dados:

$$\rho_{ar} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{água}} = 997 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Cálculos:

Para a pressão total: $\Delta h = 0,01 \text{ m}$

$$P_{total} = \rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \Delta h$$

$$P_{total} = 997 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,01 \text{ m}$$

$$P_{total} = 97,8 \text{ Pa}$$

Para a pressão estática: $\Delta h = 0 \text{ m}$

$$P_{estática} = \rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \Delta h$$

$$P_{estática} = 997 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0 \text{ m}$$

$$P_{estática} = 0 \text{ Pa}$$

Calculando a pressão dinâmica:

$$P_{total} = P_{estática} + P_{dinâmica}$$

$$97,8 \text{ Pa} = 0 \text{ Pa} + P_{dinâmica}$$

$$P_{dinâmica} = 97,8 \text{ Pa}$$

Obs: é possível que a variação seja tão pequena na escala que não tenha sido possível mensurar o valor correto.

17.4.4 CALCULO DAS VELOCIDADES DE SUCÇÃO E RECALQUE

- Calcule velocidade com auxílio do tubo de Pitot e faça uma análise dos resultados e veja se há coerência:

1. Conecte os dois tubos no túnel de vento para medir a pressão dinâmica.
2. Ligue o ventilador centrífugo na rotação máxima.
3. Visualize no tubo de Pitot a diferença entre as colunas d'água.
4. Calcule a velocidade pontual com a formula 7.

Dados:

$$\rho_{ar} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\acute{a}gua} = 997 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Para calcular a velocidade pontual: $\Delta h = 0,006 \text{ m}$

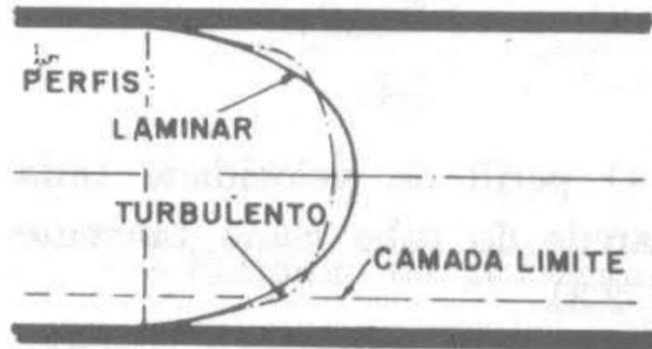
$$V = \sqrt{2 \cdot \frac{\rho_{\acute{a}gua} \cdot g \cdot \Delta h}{\rho_{ar}}}$$

$$V = \sqrt{2 \cdot \frac{997 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,01 \text{ m}}{1,225 \text{ Kg/m}^3}}$$

$$V \cong 12,6 \text{ m/s}$$

17.4.5 CÁLCULO DAS VAZÕES PELO NÚMERO DE REYNOLDS E POR ANÁLISE EXPERIMENTAL

Se analisarmos uma seção perpendicular ao fluxo do fluido em um escoamento, veremos que a velocidade do fluido não é constante e apresenta um range de velocidades variando da máxima até a velocidade nula que se encontra nas paredes. Criando o seguinte perfil de velocidade como na figura a seguir:



(SOUZA, ZULCY DE & BRAN, RICHARD - Máquinas de Fluxo - Turbinas, Bombas e Ventiladores, Editora Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, RJ, 1969)

Partindo dessa situação, houve a necessidade de criar um método para o cálculo de vazão, pois como a velocidade varia ao longo da seção é imprudente calcular a vazão com a velocidade máxima ou mínima, isso irá mascarar o resultado acumulando erros a sua modelagem. Logo se criou um método para calcular a velocidade média do fluido em tubulações a partir do número adimensional de Reynolds.

Primeiro devemos calcular número de Reynolds a partir da seguinte formula:

$$Re = \frac{c_{m\acute{a}x} \cdot D_h}{\nu} \quad (\text{Eq.13})$$

Sendo:

$c_{m\acute{a}x}$ - Velocidade máxima do escoamento

D_h - Diâmetro hidráulico da seção

ν - Viscosidade cinemática

Em seguida se calcula o coeficiente de correção:

$$m = 1 + \left(\frac{Re}{50} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (\text{Eq.14})$$

Por último o cálculo da velocidade média:

$$c = \frac{m}{m+1} \cdot c_{m\acute{a}x} \quad (\text{Eq.15})$$

Depois de corrigir a velocidade, é possível obter uma vazão mais próxima da realidade. Sendo assim temos que a vazão é dada pela seguinte formula:

$$Q = c \cdot A \quad (\text{Eq.16})$$

Sendo:

A Área da seção

- Calcule velocidade média com auxílio do tubo de Pitot e faça uma análise dos resultados e veja se há coerência:

1. Conecte os dois tubos no túnel de vento para medir a pressão dinâmica.
2. Ligue o ventilador centrifugo na rotação máxima.
3. Mensure a veia líquida de maior velocidade na saída do soprador.
4. Calcule a velocidade média com as formulas anteriores.
5. Calcule a vazão do escoamento.

Dados:

$$\rho_{ar} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\acute{a}gua} = 997 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$v = 0,81 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Cálculos:

Para os cálculos do diâmetro hidráulico temos: $L = 0,2 \text{ m}$; $b = 0,16 \text{ m}$

$$D_h = \frac{4 \cdot L \cdot b}{2 \cdot L + 2 \cdot b}$$

$$D_h = \frac{4 \cdot 0,1413 \text{ m} \cdot 0,144 \text{ m}}{2 \cdot 0,1413 \text{ m} + 2 \cdot 0,144 \text{ m}}$$

$$D_h = 0.143 \text{ m}$$



Apostila de FENTRAN Experimental

Para calcular o número de Reynolds: $c_{m\acute{a}x} = 12,6 \text{ m/s}$

$$Re = \frac{c_{m\acute{a}x} \cdot D_h}{\nu}$$
$$Re = \frac{12,6 \text{ m/s} \cdot 0.143 \text{ m}}{0,81 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$
$$Re = 2.224.444$$

Calculando o fator de correção:

$$m = 1 + \left(\frac{Re}{50}\right)^{\frac{1}{6}}$$
$$m = 1 + \left(\frac{2.224.444}{50}\right)^{\frac{1}{6}}$$
$$m = 6,954$$

Calculando a velocidade média:

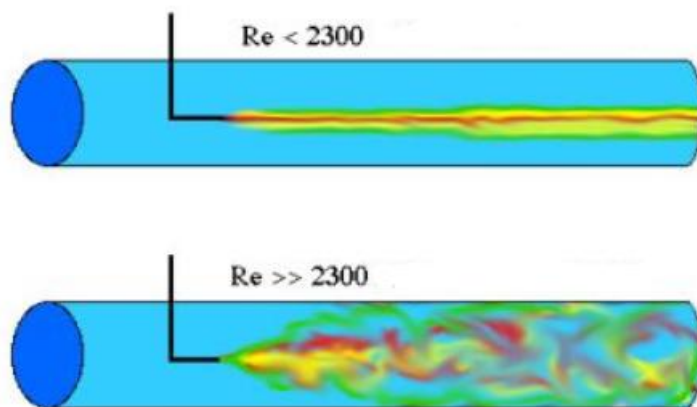
$$c = \frac{m}{m+1} \cdot c_{m\acute{a}x}$$
$$c = \frac{6,954}{6,954+1} \cdot 12,6 \text{ m/s}$$
$$c = 11,01 \text{ m/s}$$

Calculando a vazão:

$$Q = c \cdot A$$
$$Q = 11,01 \text{ m/s} \cdot \frac{\pi \cdot 0.143 \text{ m}^2}{4}$$
$$Q = 1,23 \text{ m}^3/\text{s}$$

17.5 PLOTAGEM DO PERFIL DE VELOCIDADE

O engenheiro no mercado de trabalho pode se deparar com projetos hidráulicos, para isso é fundamental que se saiba a diferença do escoamento laminar para o turbulento. Sendo assim, o escoamento laminar é quando as partículas se movem em camada lisas e unidirecional, o escoamento turbulento ocorre quando as partículas apresentam trajetórias aleatórias. Para exemplificar seguem as imagens:



(<https://www.perdiamateria.eng.br/Nomes/Reynolds.htm>)

Esse tipo de comportamento gera certos perfis de velocidade característicos de cada tipo de escoamento. Sendo eles:



(SOUZA, ZULCY DE & BRAN, RICHARD - Máquinas de Fluxo - Turbinas, Bombas e Ventiladores, Editora Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, RJ, 1969)

- Verifique o perfil de velocidade existente no túnel de vento:

1. Ligue o ventilador centrífugo no máximo.



Apostila de FENTRAN Experimental

2. Mapeie a velocidade pontual do escoamento variando a altura do tubo de Pitot.
3. Plote as velocidades em um gráfico.
4. Avalie se é um escoamento é laminar ou turbulento.
5. Calcule o número de Reynolds e veja se o escoamento é turbulento.
6. Compare os resultados.

17.6 ANÁLISE DE UM RADIADOR COMPACTO.

Para o modelo proposto de análise, o objetivo final será de calcular o coeficiente de convecção do radiador, desta forma será necessário submeter o trocador de calor compacto a uma condição específica de funcionamento, com objetivo de monitoramento das propriedades termofísicas de funcionamento, estabelecendo fluxo de calor.

No experimento, como poderá ser observado visualmente, serão monitorados os seguintes pontos:

- Temperatura ambiente;
- Temperatura do fluido na entrada do radiador;
- Temperatura do Fluido na saída do radiador;
- Temperatura do reservatório de água;
- Temperatura do Ar dentro do Túnel;
- Temperatura do Ar após o Radiador;
- Temperatura na superfície do radiador frontal (média);
- Temperatura na superfície do radiador posterior (média);

O equipamento será submetido a condições constantes de vazão de água e ar, e gradativamente a vazão de ar será ajustada ao longo do tempo, e os parâmetros serão contabilizados para avaliação do Coeficiente Convectivo para cada condição testada, como proposto a seguir:

Vel. Ar (m/s)	$\dot{m}$ – água (kg/seg)	Temp. Água ent. (°C)
20	0,00196	50
18	0,00196	50
16	0,00196	50
14	0,00196	50



Apostila de FENTRAN Experimental

Observação;

- 1) A medição da velocidade do ar, ocorre na linha de centro do escoamento frente ao radiador;
- 2) Será feito a correção do escoamento do ar, conforme sugerido por Bran;
- 3) Será dimensionado o diâmetro hidráulico do duto;
- 4) Será calculado a vazão volumétrica e mássica de ar;
- 5) A utilização dos manômetros e tubos em U, serão utilizados comparativamente as atividades juntamente com anemômetros;
- 6) A velocidade do ar será ajustada através de um inversor de frequência;
- 7) Para efeito de segurança a vazão de água será definida com a água fria em seguida sem desligar o equipamento a água será aquecida pelos ebulidores (exceto quando for utilizado o rotâmetro);

a) Máxima taxa de transferência de calor:

$$\dot{q}_{max} = C_{min}(T_{wi} - T_{ai})$$

Onde:

T_{wi} , T_{ai} temperatura de entrada da água e do ar respectivamente;
 C_{min} mínima capacidade térmica entre o ar e a água

b) O Coeficiente convectivo de transferência de calor da água será calculada por:

$$h_{Expw} = \frac{\dot{q}}{nA_{sw}(T_{bw} - T_{bs})}$$

Onde:

T_{bw} , T_{bs} temperatura de mistura da água e a temperatura da superfície da parede do tubo do radiador;
 A_{sw} área da superfície;
 n número de tubos do radiador;

$$T_{bw} = \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2}$$

$$T_{bs} = \frac{T_{si} + T_{so}}{2}$$

$$A_{sw} = n^{\circ}\text{tubos} * \pi * d * l$$

c) O Coeficiente convectivo de transferência de calor do ar será calculado por:

$$h_{\text{Expa}} = \frac{\dot{q}}{A_{sa}(T_{bs} - T_{ba})}$$

Onde:

A_{sa} Área da superfície interna do ar;

T_{ba} Temperatura de mistura do ar;

$$T_{ba} = \frac{T_{ai} + T_{ao}}{2}$$

$$A_{sa} = A_T - A_{sw}$$

d) O Número de Nusselt experimental da água e do ar serão definidas:

$$Nu_{Expw} = \frac{h_{Expw} D_{hw}}{k_w}$$

$$Nu_{Expa} = \frac{h_{Expa} D_{ha}}{k_a}$$

Onde:

D_{hw} Diâmetro hidráulico da água;

D_{ha} Diâmetro hidráulica do ar;

k_w Condutividade térmica da água

k_a Condutividade térmica do ar.

e) Finalmente a efetividade experimental do equipamento é definida:

$$\varepsilon_{\text{Exp}} = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{\text{max}}}$$

DETALHAMENTO GEOMÉTRICO DO RADIADOR:

Radiador automotivo, com as seguintes dimensões:

- H = Altura do radiador: 0,378 m
- L = Largura do radiador: 0,565 m
- P = Profundidade do radiador: 0,025 m
- Quantidade de Tubos: 59
- Passo das Aletas:

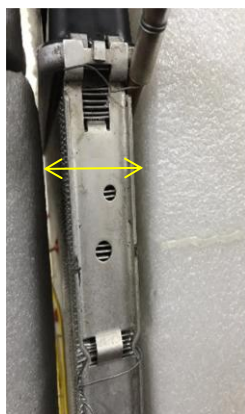
$$D = 0,025 \text{ m}$$

$$d = 0,0015 \text{ m}$$

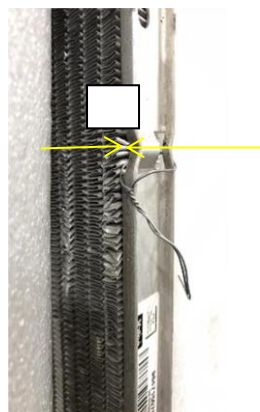
obs: o tubo interno do radiador, tem o formato de uma elipse.

Diâmetro Hidráulico de um Tubo Interno do Radiador:

$$dh = \frac{4 * \left(\frac{\pi}{4} * d^2 + (D - d) * d \right)}{\pi * d + 2 * (D - d)}$$



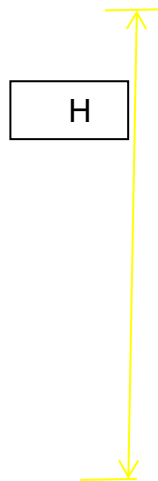
$$= \frac{\pi}{4}$$



Área Interna do Tubo do Radiador:

$$A_i = \frac{\pi * d_h^2}{4}$$





DETALHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA

a) Galonagem:

A vazão será definida através de regulação do inversor de frequência, com parâmetros que serão definidos durante a condução do experimento. Para o teste será utilizado uma Proveta de 1000 ml, conforme foto abaixo:



Cálculo e galonagem:

$$\frac{volume}{tempo} = [l/seg] \Rightarrow [m^3/seg]$$



Apostila de FENTRAN Experimental

Como a alimentação da água será introduzida no radiador, forçando a passagem pelos diversos tubos internos, será então definido o cálculo da vazão interna unitária no interior do radiador:

$$veloc. interna = \frac{\frac{\text{vazão alimentação do radiador}}{\text{número de tubos radiador}}}{\text{área interna do tubo radiador}}$$

Com a velocidade do fluido unitário identificada, calculam-se a vazão mássica unitária e o número de Reynolds.

*vazão mássica unitária = velocidade * ρ * área interna do tubo*

$$RE = \frac{\rho * v * d}{\mu}$$

Exemplo numérico:

A partir de medição aleatória, os valores abaixo serão demonstrados:

Tempo médio de galonagem: 2,4 seg

$$\begin{aligned} \text{cálculo da galonagem} &= \frac{0,5}{2,4} = 0,208 \left[\frac{l}{seg} \right] = 12,5 \left[\frac{l}{min} \right] = 0,0125 \left[\frac{m^3}{min} \right] \\ &= 0,000208 \left[\frac{m^3}{seg} \right] \end{aligned}$$

$$veloc. interna = \frac{0,000208 / 59}{6,4 \cdot 10^{-6}} = 0,555 \left[\frac{m}{seg} \right]$$

$$vazão mássica unit = 0,555 * 988,0 * 6,4 \cdot 10^{-6} = 0,003491 \left[\frac{kg}{seg} \right]$$

$$Re = \frac{0,555 * 988,8 * 0,00285}{0,000803} = 1946 \text{ (escoamento laminar em cada tubo interno do radiador);}$$

b) Rotâmetro:

c) Medidor de Vazão:

MODELO DE ANÁLISE TÉRMICA DO RADIADOR

Definido a vazão, o equipamento é colocado para funcionar com a temperatura média do reservatório mantida neste exemplo em aproximadamente em 50°C. O ciclo é mantido em funcionamento, até que entre em regime permanente.

Exemplo de aquisição térmica:

Intervalo entre as aquisições 00:15										
Termopar	Nº das aquisições	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Tempo de teste	10:55	Corrigida	11:10	Corrigida	11:25	Corrigida	11:55	Corrigida	12:10
	Q (W)	4400								
21	Temp ambiente (°C)	27,76	28,728924	28,50	27,4892	28,82	27,817898	29,52	28,531146	29,82
36	Temp Reservatório Superior (°C)	50,26	49,200464	49,75	49,68465	49,44	48,371116	49,10	48,02724	49,29
37	Temp Reservatório Inferior (°C)		-1,4079		-1,4079		-1,4079		-1,4079	
	ΔT (°C)		-50,608384		-50,09255		-49,779016		-49,43514	
22	Temp Mangueira Superior (°C)	48,88	48,91474	47,75	47,750275	47,66	47,85753	47,11	47,090755	47,82
23	Temp Mangueira Inferior (°C)	40,39	40,022216	44,75	44,4886	43,13	42,829072	43,20	42,90078	43,39
	ΔT (°C)		8,892524		3,261675		4,828458		4,189975	
29	Temp Rad front (°C)									
R8		44,84	44,608712	44,27	44,039111	45,70	45,46811	45,37	45,130341	45,76
R7		37,76	36,967128	46,21	45,525286	28,99	28,064872	29,69	28,793832	30,09
R6		36,26	35,699728	28,46	27,877888	37,33	36,772724	37,41	36,852948	37,40
R9		40,97	40,369223	39,51	38,871409	42,67	42,113253	42,75	42,195325	42,93
R10		35,64	33,858912	44,60	43,020948	30,03	28,145849	30,74	29,868942	31,14
	Média		36,967128		43,002946		36,772724		36,852948	
24	Temp Rad back (°C)									
R1		48,16	47,56512	29,50	28,53979	46,93	46,31421	46,60	45,9786	46,99
R2		45,13	45,349299	47,65	47,925495	30,18	30,065914	31,09	30,996207	31,49
R3		38,65	37,867395	29,23	28,293849	37,82	37,023866	37,89	37,095007	37,87
R4		44,18	43,743216	41,91	41,430092	44,43	44,003516	44,30	43,87076	44,09
R5		45,74	42,894348	46,38	45,608876	30,68	29,402716	31,49	30,335648	31,69
	Média		43,743216		41,430092		37,023866		37,095007	
	ΔT (°C)		-6,781088		1,572854		-0,251142		-0,242059	
34	Temp Ar antes radiador	26,66	26,835488	29,84	29,853012	28,91	28,693438	29,62	29,626016	30,02
35	Temp Ar depois radiador	37,74	37,34624	29,58	27,99388	34,88	34,42616	34,96	34,50796	34,53
	V0 radiador (m/s)	25,1								
	V1 radiador (m/s)	7,7								

Vazão de alimentação de do radiador, ajustada através de regulagem no rotâmetro é de : 0,0001 [m³/seg];

Velocidade do fluido unitária dentro do tubo radiador:

$$veloc\ fluido = \frac{vazão\ de\ galonagem}{numero\ de\ tubos\ int\ rad * área\ interna\ tubo\ rad} = 0,31115 \frac{m}{seg}$$

Número de Reynolds dentro do Tubo do radiador:

$$Re = \frac{veloc.fluido * Dh}{viscosidade\ cinemática} = 1090,16$$



Apostila de FENTRAN Experimental

Após observado a rejeição térmica do radiador, e estabilizado a troca térmica, como visto no 9º tempo de análise, foi observado um delta de temperatura de 3,97 °C.

Aplicando o método ΔT_{lm} , é possível calcular o Calor Rejeitado do radiador, conforme demonstrado abaixo:

ΔT_1 = Temperatura Final água – Temperatura do ar antes radiador

$$\Delta T_1 = 44,345 - 31,721 = 12,624 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ΔT_2 = Temperatura entrada água – Temperatura do ar depois radiador

$$\Delta T_2 = 48,317 - 36,795 = 11,522 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = 12,065 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo da rejeição de calor pela água no radiador:

$$Q_l = C_{agua} \cdot \Delta T = 481,63 \cdot 3,972 = 1913,03 \text{ } W$$

Ou

$$Q_L = \rho \cdot cp \cdot \dot{v} \cdot \Delta T$$

Onde:

ρ - Massa específica da água, em temperatura média [kg/m^3];

cp - Calor específico da água, em temperatura média [$\text{J/kg}^\circ\text{C}$];

$\dot{v}$ - Vazão volumétrica da água [m^3/seg];

ΔT - diferença de temperatura da água na entrada e saída do radiador [$^\circ\text{C}$].

Cálculo de UA:

$$UA = \frac{Q_l}{\Delta T_{ln}} = \frac{1913,03}{12,065} = 158,56 \left(\frac{Wm^2}{K} \right)$$

Cálculo do Nut:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{158,56}{346,07} = 0,458$$

Cálculo do Qmax :

$$\begin{aligned} Q_{max} &= C_{ar} \cdot (T_{ent,agua} - T_{ar \text{ antes radiador}}) \\ &= 346,07 * (48,317 - 31,721) = 5743,378 \text{ W} \end{aligned}$$

Cálculo da efetividade experimental:

$$\varepsilon_{exp} = \frac{Q_l}{Q_{max}} = \frac{1913,03}{5743,378} = 0,33$$

Cálculo do “h” experimental:

$$\begin{aligned} h_{exp} &= \\ &= \frac{v \cdot \rho \cdot cp \cdot (T_{ent,agua} - T_{said,agua})}{N \cdot A_s \cdot \left[\left(\frac{T_{ent,agua} + T_{said,agua}}{2} \right) - \left(\frac{T_{frontal,radiador} + T_{posterior,radiador}}{2} \right) \right]} \\ &= 2488,20 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \end{aligned}$$

Onde:

N = número de tubos do radiador;

As = área de superfície (m²);

v = vazão (m³/seg);

Cálculo do “Nu” experimental:

$$Nu_{exp} = \frac{h_{exp} \cdot D_{hidraulico,colmeia}}{K} = 11,44$$



Apostila de FENTRAN Experimental

Efetividade teórica (proposto Kakaç 1991):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{c_{min}}{c_{max}} \right)^{-1} \cdot (Nut)^{0,22} \left\{ \exp \left[- \frac{c_{min}}{c_{max}} \cdot (Nut)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] = 0,3156$$

Cálculo do Nussel teórico da água:

$$Nu_w = 4,364 + \frac{(0,0722 \cdot Re_w \cdot Pr_w \cdot D_{h,w})}{L} = 6,94$$

Cálculo do “h_{água}” teórico:

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot k}{D_h} = 1508,8 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Análise comparativa de erros:

Análise da Efetividade:

$$\varepsilon = \frac{(\varepsilon_{exp} - \varepsilon_{teorica})}{\varepsilon_{teorica}} = 0,05 = 5\%$$

Análise de Nussel:

$$Nu = \frac{(Nu_{exp} - Nu_{teo})}{Nu_{teo}} = 64,91 \%$$

17.7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS DESTAS ATIVIDADES:

- 1- Transferência de Calor, Ozisik, Editora Guanabara;
- 2- Compact Heat Exchangers, Kays and London, McGraw-Hill Book Company;
- 3 - - Máquinas de Fluxo - Turbinas, Bombas e Ventiladores, SOUZA, ZULCY DE & BRAN, RICHARD Editora Ao Livro Técnico S.A.;

18 ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ALETAS

18.1 INTRODUÇÃO

As aletas são superfícies que se estendem de um objeto com a finalidade de aumentar sua troca térmica com o ambiente a partir de trocas de calor por convecção.

Existem inúmeras aplicações para elas na engenharia, como: transformadores, motores de combustão interna, compressores, motores elétricos, trocadores de calor, etc.

Pode-se aumentar a taxa de transferência de calor de um corpo através do aumento de h (coeficiente convectivo) com o uso de sistemas que aumentem a velocidade do fluido que escoar na sua superfície ou que diminuam a temperatura do mesmo. Uma forma muito empregada de se aumentar a taxa de transferência de calor consiste em aumentar a superfície de troca de calor com o emprego de aletas, como as ilustradas abaixo:

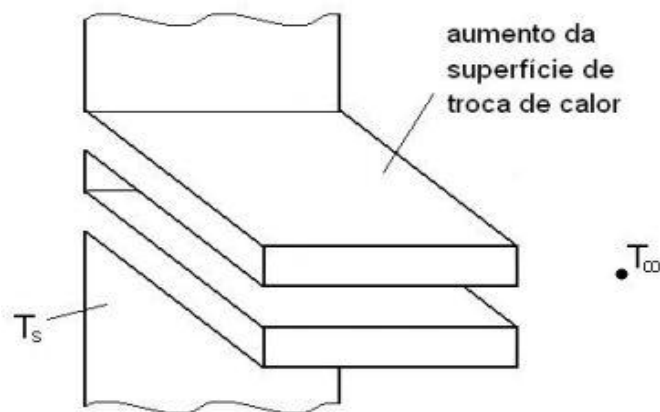


Figura 1 – Aleta definição

Deste modo, o emprego das aletas permite uma melhora da transferência de calor pelo aumento da área exposta.

Alguns exemplos de aplicação de aletas:

- (1) camisa do cilindro de motores de combustão interna resfriados a ar, como os do “velho” fusca e motores de motocicletas;
- (2) carcaça de motores elétricos;
- (3) condensadores e evaporadores, como os de aparelhos de ar condicionado;
- (4) dissipadores de componentes eletrônicos e de computadores.

18.2 TIPOS DE ALETAS

A figura abaixo indica alguns exemplos de aletas. Porém, há centenas ou milhares de formas construtivas que estão, muitas das vezes, associadas ao processo construtivo das mesmas (extrusão, soldagem, etc).

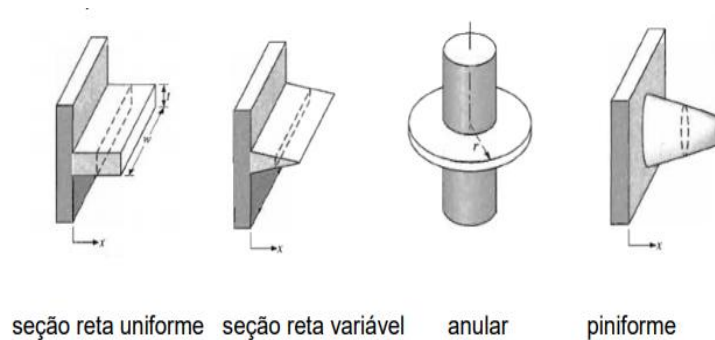


Fig.2- Configurações de Aletas

18.3 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA ALETA

A aleta desenhada a seguir está fixada em uma superfície com temperatura " T_b " e em contato com um fluido com temperatura " T_∞ ".

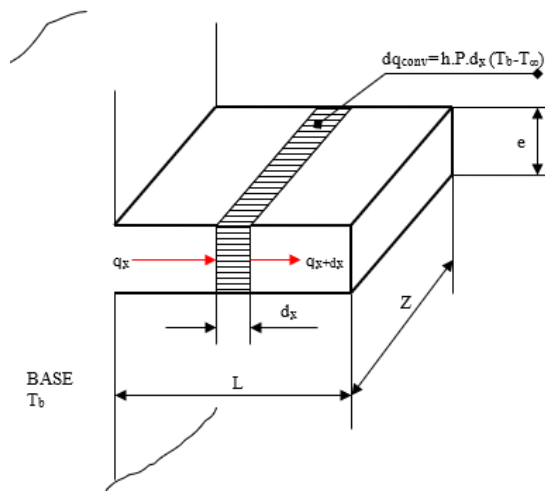


Fig.3 – Aleta – Distribuição de Temperatura

Fazendo um balanço de energia em um elemento diferencial da aleta. Sob as condições de regime permanente a partir das quantidades de energia:

Energia entrando pela face esquerda:

$$q_x = -k \cdot A_{sr} \cdot \frac{dT}{dx}$$

Energia saindo pela face direita:

$$q_x = -k \cdot A_{sr} \cdot \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=dx}$$

Energia perdida por convecção:

$$dq_{conv} = h \cdot A_{sup} \cdot (T - T_{\infty}) = h \cdot P \cdot (T - T_{\infty}) \cdot dx$$

Obtém-se a equação:

$$q_x - q_{x+dx} - q_{conv} = 0$$

resultando em:

$$\boxed{\frac{d^2T}{dx^2} = m^2 \cdot (T - T_{\infty})}$$

A equação diferencial linear de segunda ordem, acima, tem solução geral:

$$T - T_{\infty} = C_1 \cdot e^{mx} + C_2 \cdot e^{-mx}$$

Onde C1 e C2 são constantes de integração e determinadas por meio das condições de contorno abaixo.

18.4 CASOS DE ESTUDO DE ALETAS:

18.4.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVA:



Apostila de FENTRAN Experimental

A extremidade das aletas estão expostas ao meio, trocando calor por convecção (a radiação também pode estar incluída):

$$x = L \Rightarrow \left\{ -k \frac{dT}{dx} \right\}_{x=L} = h(T_L - T_\infty)$$

18.4.2 ADIABÁTICA:

Situação mais real. A transferência de calor da aleta é proporcional à área de superfície e a área da extremidade da aleta é uma fração desprezível em relação à área total da aleta.

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = 0 \Rightarrow \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L}$$

18.4.3 TEMPERATURA ESPECIFICADA:

Pode se ter possibilidades como temperatura especificada, perda de calor desprezível (idealizado como ponta adiabática), convecção, convecção e radiação combinadas.

$$T(X = L) = T_L$$

18.4.4 ALETA INFINITA:

Nesse caso, admite-se que a aleta é muito longa e sua extremidade já atingiu a temperatura do fluido. Do ponto de vista matemático uma aleta muito longa pode ser simplificada como uma aleta de comprimento “infinito”, isto é:

$$x \rightarrow \infty \Rightarrow T = T_\infty \quad \text{ou} \quad \theta = 0$$

Resumindo:

Tabela: Distribuição de temperaturas em aletas de seção transversal uniforme.		
Caso	Condição na Extremidade ($x = L$)	Distribuição de Temperaturas, θ/θ_b
A	Transferência de calor por convecção: $h\theta(L) = -k d\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$
B	Adiabática: $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$
C	Temperatura especificada: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$
D	Aleta infinita ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx}

Fig.4 Quadro de casos para Distribuição de Temperatura

Caso	Condição na Extremidade ($x = L$)	Transferência de Calor na Aleta q_a
A	Transferência de calor por convecção: $h\theta(L) = -k d\theta/dx _{x=L}$	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$
B	Adiabática: $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$M \tanh mL$
C	Temperatura especificada: $\theta(L) = \theta_L$	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$
D	Aleta infinita ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	M

Equacionamento específico:

$$\theta(x) = T(x) - T_{\infty} \quad (1)$$

Obtemos θ_b através da temperatura da base subtraindo a temperatura ambiente:

$$\theta_b = \theta(0) = T_b - T_{\infty} \quad (2)$$

Determinamos “m”, através da equação que relaciona o perímetro transversal com o coeficiente de transferência de calor po convecção e condução.



Apostila de FENTRAN Experimental

$$m^2 = \frac{hP}{kA_{sr}} \quad (3)$$

onde “m” é a condição de transferência de massa, “A_{sr}” – área de seção reta, “P” – perímetro de transferência, “k” – condutividade térmica do material, “h” coeficiente de convecção;

Calcula-se “M” através da equação que relaciona o lado maior, o produto do coeficiente de transferência de calor, o perímetro transversal e a área transversal:

$$M = \sqrt{hPkA_{sr}}\theta_b \quad (4)$$

onde “M” é um fluxo de transferência de calor.

$$q_a = \int_{Aa} h\theta(x)dA \quad (5)$$

Onde “q_a” fluxo de calor, “A_a” área superficial total da aleta, “θ” a distribuição de temperatura;

Com base na temperatura do ar, é possível identificar as propriedades:

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu}{k} \quad (6)$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{wall} - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (7)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (8)$$

Em seguida calcular o número de Nusselt e o valor da convecção:

$$Nu = c \cdot Ra^m \quad (9)$$

onde para convecção natural c=0,59 e m=1/4.

$$h = \frac{Nu \cdot K}{Dh} \quad (10)$$

18.5 OBJETIVOS:

O aluno fará o mapeamento térmico da aleta atendendo aos casos da tabela acima que serão recomendados em aula.

Desenvolverá:

- os dados para análise do modelo analítico proposto;

- desenvolver o perfil de temperatura ao longo da aleta experimental;
- desenvolver o perfil de temperatura ao longo da aleta teórico;
- especificar o calor rejeitado na extremidade da aleta;
- avaliar o “h” específico ao longo da aleta;
- especificar a potência dissipada pela aleta;
- Calcular a eficiência da aleta;

18.6 DISCRETIZAÇÃO DO EXPERIMENTO:

- barra de aço; (0,037 x 0,145 x 0,016) m;
- condutividade térmica de 73 W/m.K
- Base de Madeira;
- resistência (110v);
- Potência real dissipada, com auxílio de um multímetro (deverá ser medida caso a caso);
- termopares tipo k;
- software e hardware para aquisição de temperatura;

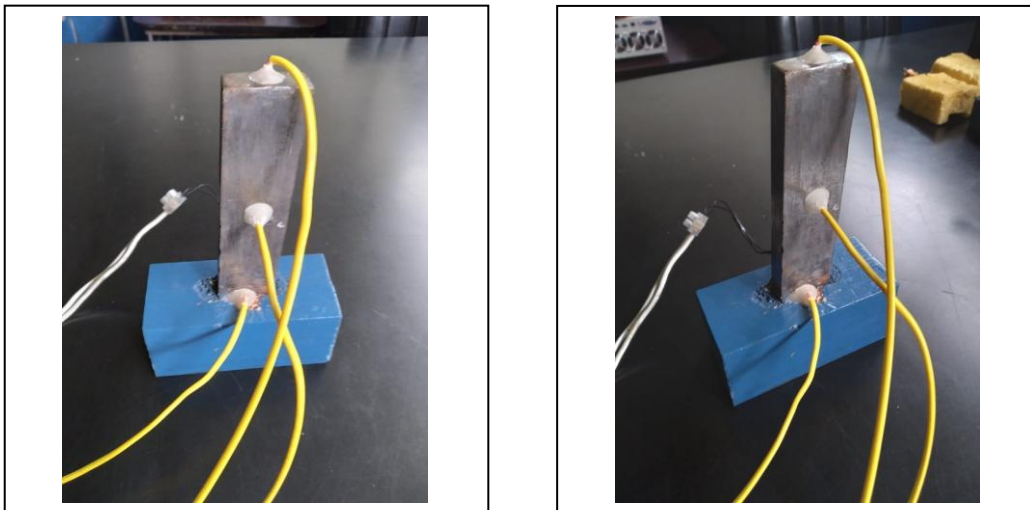


Fig.6 – Experimento para Teste

Antes de executar o experimento, os alunos deverão estar atentos para todos os critérios de segurança (elétrico e térmico) já discutidos anteriormente;

Para realização do experimento, necessário antes que todos os termopares estejam conectados ao sistema de coleta de dados;

Deverão ser ligados inicialmente o computador e a placa de aquisição de dados.

Importante:



Apostila de FENTRAN Experimental

- No programa da placa de aquisição, deverá ser gerado um arquivo que identifique o registro do experimento que estará sendo realizado;
- No computador, o grupo deverá registrar o experimento em uma planilha em Excel, conforme fig.6 proposta, para o mapeamento dos dados;

Estando os procedimentos acima realizados, deve-se ligar o experimento a tomada (110 v), e em seguida de 5 em 5 minutos fazer a leitura e o registro das temperaturas até a observar que o fluxo de calor permanecer estável, representado através da temperatura na extremidade da aleta, que deverá manter-se constante;

18.6.1 PREPARAÇÃO DA TABELA DE CONTROLE

Para melhor controle do experimento, é sugerido utilizar uma planilha de controle similar a apresentada abaixo. Importante:

- Os valores de temperatura dos termopares registrados diretamente no sistema de aquisição de dados, deverão ser corrigidos pela curva de calibração de cada termopar, (cada canal);

3º Caso																						
	14:45	Corrigida	15:00	Corrigida	15:15	Corrigida	15:30	Corrigida	15:45	Corrigida	16:00	Corrigida	16:15	Corrigida	16:30	Corrigida	16:45	Corrigida	17:00	Corrigida		
Superior	72.08	72.698168	70.15	70.715865	69.94	70.500174	71.92	72.533832	75.25	75.954075	76.69	77.433099	77.62	78.388302	78.04	78.8197	-1.3352	-1.3352			Superior	78.388
Inferior	99.87	101.427697	98.15	99.650765	98.15	99.650765	99.31	100.849161	102.86	104.516666	103.25	104.919575	103.99	105.684069	104.19	105.891	-1.748	-1.748			Inferior	105.68
ΔT	27.79	28.729529	28.00	28.9349	28.21	29.150591	27.39	28.315329	27.61	28.562591	26.56	27.486476	26.37	27.295767	26.15	27.071	0	-0.4128	0	-0.4128	ΔT	27.296
Ambiente	18.53	18.663365	18.47	18.601535	18.47	18.601535	18.39	18.519095	18.83	18.972515	18.8	18.9416	18.48	18.61184	18.48	18.6118	-0.4318	-0.4318			Ambiente	18.612
Tensão																					Tensão	131.23
																				#D/N/D#		

Fig. 7:mapeamento dos dados do experimento de Aleta, 3º Caso

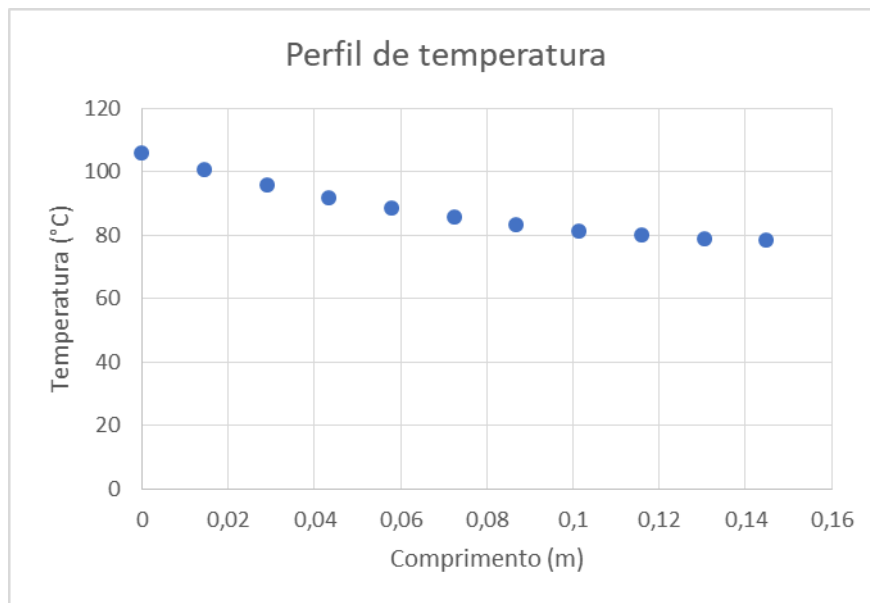


Figura 8: Perfil de temperatura teórico da Aleta, para o 3º Caso proposto.

18.7 DISSIPADOR EM ALUMÍNIO - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS/DETALHES DO EXPERIMENTO

Discretização do Experimento:

- Dissipador em alumínio ($0,015 \times 0,005 \times 0,0595$) m;
- condutividade térmica de 202 W/m.K
- base de Madeira;
- resistência (110v);
- potência real dissipada, com auxílio de um multímetro (deverá ser medida caso a caso);
- termopares tipo k;
- software e hardware para aquisição de temperatura;



Figura 9: Dissipador em alumínio

Antes de executar o experimento, os alunos deverão estar atentos para todos os critérios de segurança (elétrico e térmico) já discutidos anteriormente;

Para realização do experimento, necessário antes que todos os termopares estejam conectados ao sistema de coleta de dados;

Deverão ser ligados inicialmente o computador e placa de aquisição de dados.

Importante:

- No programa da placa de aquisição, deverá ser gerado um arquivo que identifique o registro do experimento que estará sendo realizado;
- No computador, o grupo deverá registrar o experimento em uma planilha em Excel, conforme fig.6 proposta, para o mapeamento dos dados;

Estando os procedimentos acima realizados, deve-se ligar o experimento a tomada (110 v), e em seguida de 5 em 5 minutos fazer a leitura e o registro das temperaturas até a observar que o fluxo de calor permanecer estável, representado através da temperatura na extremidade da aleta, que deverá manter-se constante;

18.7.1 PREPARAÇÃO DA TABELA DE CONTROLE

Para melhor controle do experimento, é sugerido utilizar uma planilha de controle similar a apresentada abaixo. Importante:

- Os valores de temperatura dos termopares registrados diretamente no sistema de aquisição de dados, deverão ser corrigidos pela curva de calibração de cada termopar, (cada canal);

Lado maior	0,015	m
Lado menor	0,005	m
Comprimento	0,0595	m
A trans	0,000075	m ²
P trans	0,040	m
At de troca	0,002455	m ²
Cond. Term.	202	W/m.K
g	9,81	m/s ²
Dh	0,00750	m
Temp. med.	44,80148	°C
Temp. base	67,5932	°C

Tamb	25,86422	°C
ρ	1,184	kg/m ³
cp	1007	J/Kg.K
ν	0,00001562	m ² /s
μ	0,00001849	kg/m.s
k	0,02551	W/m.K

Prandtl	0,7299	---
Grashof	978544,5117	---
Rayleigh	714227,4025	---
Nusselt	17,1519	---

h	58,339	W/m ² .°C
---	--------	----------------------

Θ_b	41,7289	°C
m	2,169	W
M	7,846	1/m

sinh mL	0,129428778
cosh mL	1,008341117
h/(mk)	451,996049

Q	60,10795545	W
---	-------------	---

η	10,06
--------	-------

ϵ	4,9
------------	-----

Posição (m)	Θ (°C)	Temp. (°C)
0	0,000	41,729
1	0,006	41,594
2	0,012	41,466
3	0,018	41,345
4	0,024	41,230
5	0,030	41,123
6	0,036	41,022
7	0,042	40,929
8	0,048	40,842
9	0,054	40,762
10	0,060	40,688

Figura 9: Tabela sugerida para controle de temperatura

18.8 BIBLIOGRAFIA

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. Fundamentos de transferência de calor e massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

HOLMAN, JACK P. HeatTransfer. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.

19 TROCADOR DE CALOR COMPACTO

O estudo das diversas formas de análise de trocas térmicas, são importantes na formação acadêmica do engenheiro. Desenvolver metodologias e formas de análise, tem neste experimento o objetivo de despertar no discente a compreensão dos fatores externos que auxiliarão na análise para estes e outros meios mais complexos que serão trabalhados na disciplina de Fenômenos de Transporte Experimental.

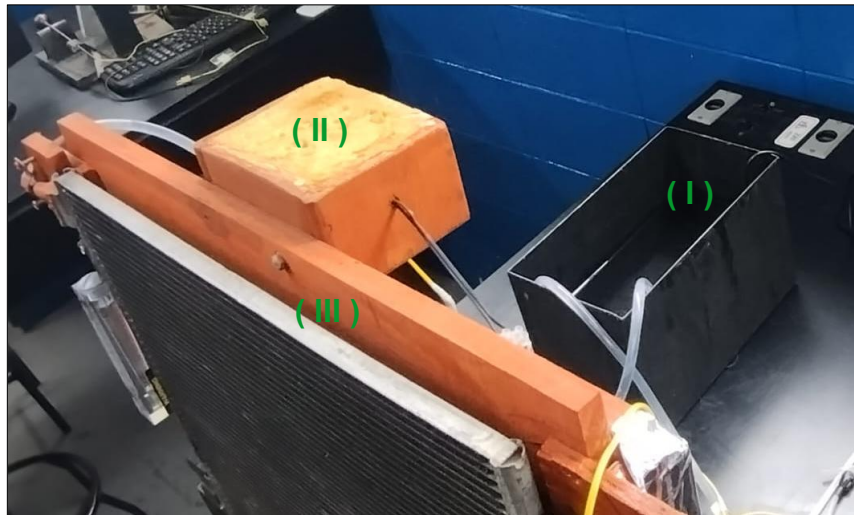


Figura 1 - Experimento proposto para análise térmica

Especificamente neste experimento, serão tratados dois modelos de radiador compacto, um modelo em bloco de alumínio utilizado no controle térmico de micro computadores e um segundo modelo em forma de colmeia utilizado na troca térmica em grandes quantidades de calor, através de superfícies estendidas (aletas).

19.1 ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA:

Calor específico da água(25°C): 4180 J/ kg.K;

Medidor de vazão: Em galões por minuto e litros por minuto;

Tipo de termopar: K ;

Resistência elétrica: modelo, resistividade....

Radiador CPU(Bloco): Composição, alumínio; Dimensão: 40x40x12mm;

Radiador (Grande): Tipo colmeia, dimensões

Ventoinha Elétrica: quantidade de pás, velocidade de ar, dimensões

Bomba d'água

19.2 OBJETIVO:

Avaliar o experimento dentro das seguintes condições de vazão da água e ar, temperatura e rejeição de calor da fonte dissipadora, através do estímulo do uso de ferramentas, equipamentos e técnicas na condução do experimento e análise.

19.3 CONSIDERAÇÕES:

O experimento é composto por 3 partes principais, descritas a seguir:

(I) O reservatório:

Recipiente para o armazenamento do fluido de trabalho (água), que será utilizado para troca térmica, passando por todo o circuito.

Será utilizado uma pequena bomba para fazer a sucção do líquido e, conseqüentemente, a pressurização a jusante do circuito, passando antes pelo medidor de vazão.

(II) Bloco de alumínio:

Elemento utilizado no controle térmico em CPU de micro computadores, figura 2, será neste experimento utilizado para retirar calor de um bloco metálico, aquecido por intermédio de uma resistência elétrica. Para este experimento, será considerado apenas o controle de temperatura na entrada e na saída do trocador compacto em alumínio.



Figura 2 – Trocador Compacto em alumínio

(III) Radiador modelo Colmeia:

Após o fluido aquecido no radiador em alumínio, figura 2, o fluido segue para o radiador tipo colmeia, figura 3, para uma segunda troca térmica, porém neste caso a troca térmica será mais acelerada devido as aletas e a ventoinha, aumentando o fluxo de ar.

19.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

1. Seja organizado, prepare o ambiente que ocorrerá o experimento garantindo que esteja livre de objetos que não serão utilizados para não atrapalhar ou danificar os equipamentos;
2. Como o experimento utilizará eletricidade, é preciso avaliar a segurança das pessoas e do equipamento. Certifique-se que toda análise está sendo desenvolvida de forma correta e segura;
3. Antes de ligar o equipamento à fonte de energia elétrica, o mesmo deve ser verificado se está com todos os terminais elétricos devidamente isolados e protegidos. É proibido o consumo de bebidas e comidas perto do experimento. Tome cuidado com as hélices do radiador;
4. Antes de iniciar todo o experimento, faça uma planilha semelhante a mostrada abaixo, figura 4, para plotar os dados de aquisição e tenha em mãos o termômetro já conectado aos termopares;

5. Ligue todo o sistema e ajuste a voltagem para próximo de 33V, evitando assim queimar o aparelho. Espere 1 a 2 minutos para iniciar a aquisição dos dados;
6. A aquisição deve ser feita no intervalo de 10 minutos até os “deltas T” se tornarem constantes.

Data/hora							
Aquisições	Ambiente °C	Temp.A °C	Temp.D °C	Temp.E °C	$\Delta T(2-1)$ °C	$\Delta T(3-2)$ °C	Vag Gb/min
1,00							
2,00							
3,00							
4,00							
5,00							
6,00							
7,00							
Média	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!

Dados	
Vag(kg/s)	#DIV/0!
Potência(3-2)	#DIV/0!
Potência(2-1)	#DIV/0!
η^p	#DIV/0!

Figura 4 – Tabela para aquisição dos dados

19.5 CÁLCULO

Para efeito de toda a análise, o experimento será desenvolvido após o circuito entrar em regime permanente.

A equação da potência é: $P = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T$

Onde:

m: Vazão mássica (kg/s);

c: calor específico do fluido (J/kg.K);

ΔT : Variação de temperatura (°C).

Com o valor da vazão em l/min aplicaremos a conversão para as unidades do S.I (kg/s).

- Rendimento para a PERDA de calor ao final do processo, caso (a):

$$\eta_{\%} = \left(\frac{P_C}{P_B} - 1 \right) \cdot 100$$



Apostila de FENTRAN Experimental

Ex.: No quarto experimento, vimos que a taxa de ganho de calor era de $P_B = 22,88W$ e sua perda era na ordem de $P_C = 42,01W$, logo o rendimento em termos de potência é:

$$\eta_{\%} = \left(\frac{42,01}{22,88} - 1 \right) \cdot 100 \approx 83,6\%$$

Logo o sistema perdeu de calor para o ambiente 83,6% a mais daquilo que ganhou no bloco.

- Rendimento para o GANHO de calor, caso (b):

$$\eta_{\%} = \left(\frac{P_C}{P_B} \right) \cdot 100$$

Ex.: Na primeira medição experimental, foi calculado que a taxa de ganho de calor era de $P_B = 10,83W$ e sua perda era na ordem de $P_C = 8,04W$, logo o rendimento em termos de potência é:

$$\eta_{\%} = \left(\frac{8,04}{10,83} \right) \cdot 100 \approx 74\%$$

Portanto, 74% do calor recebido no bloco é retirado do sistema.

Para a resistência desprezaremos sua geometria e utilizaremos a lei de ohm como em uma situação ideal, podemos calcular a potência. Portanto para todas as medidas no S.I., temos que:

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Obs: a medição deverá acontecer antes de iniciar o experimento.

20 ANÁLISE DO TÚNEL DE VENTO



20.1 INTRODUÇÃO

Um túnel de vento é uma instalação que tem por objetivo simular para estudos o efeito do movimento de ar sobre ou ao redor de objetos sólidos. Consiste num duto de diâmetro apropriado (túnel) onde o ar entra (subsônico, supersônico ou hipersônico), flui pelo objeto testado, monitorado por uma bancada analítica do lado de fora, e sai empurrado por um enorme ventilador.

Túneis de vento são muito utilizados em laboratórios de modelos físicos para a determinação de parâmetros nos projetos de aviões, automóveis, cápsulas espaciais, edifícios, pontes, antenas e outras estruturas de construções civis.

É importante que o ar passe com velocidade controlada e atinja o objeto testado para as devidas análises - com ventos de proa sem turbulências, para não gerar vibrações indesejadas, porém há testes com turbulências propositadas. A dinâmica do escoamento do ar pela sua superfície é quem vai determinar a capacitação ou não do objeto.

As propriedades aerodinâmicas de um objeto podem não se manter para um modelo reduzido. No entanto, através da observação de certas regras de similitude, é possível obter uma correspondência bastante satisfatória entre o modelo e o objeto



Apostila de FENTRAN Experimental

real. A escolha de parâmetros de semelhança depende do objetivo do teste mas as condições mais importantes a satisfazer são, normalmente:

- Semelhança geométrica: todas as dimensões do modelo devem ser proporcionais ao objeto real;
- Número de Mach: a razão entre a velocidade do ar e a velocidade do som local deve ser preservada (número de Mach idêntico num túnel de vento e no objeto real, regra geral, não corresponde a velocidades de ar iguais).
- Número de Reynolds: a razão entre forças inerciais e viscosas deve ser mantida. Este parâmetro é difícil de satisfazer num modelo reduzido e têm levado ao desenvolvimento de túneis de vento pressurizados e/ou criogénicos[2] onde a viscosidade do fluido de trabalho pode ser alterada para compensar a escala reduzida do modelo.

20.2 OBJETIVO DE AULA

Avaliar o escoamento, nas condições pré definidas. Medir e calcular:

- 1- Pressão dinâmica na saída do Ventilador;
- 2- Vazão de ar na saída do ventilador;
- 3- Velocidade do ar na saída do ventilador;
- 4- Pressão dinâmica após a colméia;
- 5- Vazão de ar após a colméia;
- 6- Perda de carga entre a saída do ventilador e a colméia;
- 7- Pressão dinâmica na camada desenvolvida;
- 8- Vazão de ar na camada desenvolvida;
- 9- Velocidade do ar na camada desenvolvida;
- 10- Perfil da velocidade em “y” e “z”;

Condição de teste:

1. Velocidade máxima para ajuste do inversor com frequência máxima de 57 hz;
2. Válvula traseira totalmente aberta;
3. Tampa de contra-pressão fechada;

Antes de iniciar os testes, devem-se aferir os manômetros em U, registrando as marcas das colunas d'água.

20.3 AVALIAÇÃO DE PRESSÃO E VAZÃO NA SAÍDA DO VENTILADOR



Conectar os tubos de Pitot estático e total (fixos), aos manômetros em U;

Ligar o conecto do Inversor de Frequência na tomada e ajustar para a frequência máxima;

Medir a variação das diferenças das alturas em milímetros;

Calcular a Pressão e a velocidade do Fluido:

$$P = \rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \Delta h \quad (1)$$

$$V = \sqrt{2 \cdot \frac{\rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \Delta h}{\rho_{\text{ar}}}} \quad (2)$$

6. Subtraia a pressão estática da pressão total para obter a pressão dinâmica.

Dados:

$$\rho_{\text{ar}} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{água}} = 997 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Cálculos:

Para a pressão total: $\Delta h = 0,01m$

$$P_{\text{total}} = \rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \Delta h$$

$$P_{total} = 997 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,01 \text{ m}$$

$$P_{total} = 97,8 \text{ Pa}$$

Para a pressão estática: $\Delta h = 0 \text{ m}$

$$P_{estática} = \rho_{água} \cdot g \cdot \Delta h$$

$$P_{estática} = 997 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0 \text{ m}$$

$$P_{estática} = 0 \text{ Pa}$$

Calculando a pressão dinâmica:

$$P_{total} = P_{estática} + P_{dinâmica}$$

$$97,8 \text{ Pa} = 0 \text{ Pa} + P_{dinâmica}$$

$$P_{dinâmica} = 97,8 \text{ Pa}$$

20.4

AVALIAÇÃO PRESSÃO, VAZÃO NA SAÍDA APÓS COLMÉIA



Sem desligar o ventilador, conectar os tubos da nova posição do Pitot aos manômetros em U;

Medir a variação das diferenças das alturas em milímetros;

Calcular a pressão e velocidade na saída da colmeia;

Qual foi a perda de carga, na passagem do ar pela colmeia?

20.5

AVALIAÇÃO DA PRESSÃO E VAZÃO NA REGIÃO DESENVOLVIDA, NOS PONTOS FIXOS;



Sem desligar o ventilador, conectar os tubos da nova posição do pitot aos manômetro em U;

Medir a variação das diferenças das alturas em milímetros;

Calcular a pressão e velocidade na saída da colméia

20.6 AVALIAÇÃO DO PERFIL DE VELOCIDADE E PLOTAGEM DO PERFIL EM Y/Z

Sem desligar o ventilador, conectar os tubos da nova posição do Pitot aos manômetros em U;

Neste caso os Pitots estão soltos, e estão preparados para medir em simetria nos vetores Y e Z, as velocidades e Pressões. Nesta condição, avalie o perfil e plote em um gráfico este perfil de escoamento. Qual ou quais as observações que você observa nestas condições?

Medir a variação das diferenças das alturas em milímetros;

20.7 ATIVIDADE NO TÚNEL DE VENTO – CFRE:

Construa uma análise similar a proposta acima com o túnel de vento existente no CFRE, em seguida faça um comparativo das medições de ambos e apresente os resultados e as conclusões.



20.8 REFERÊNCIAS

http://www.faatesp.edu.br/publicacoes/Instrumenta%E7%E3o%20Industrial_Temperatura-pg41_81.pdf

<http://www.labmetro.ufsc.br/Disciplinas/EMC5236/Temperatura.pdf>

http://www.termopares.com.br/teoria_sensores_temperatura_termopares_tipos_caracteristicas/index.asp

http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/3668/3668_5.PDF

http://www.joinville.udesc.br/portal/professores/kondrasovas/materiais/6_Transdutores__Sensores_e_Atuadores.pdf

http://www.iope.com.br/3ia1_termopares.htm

<http://www.consistec.com.br/>

<http://www.ufrgs.br/medterm/areas/area-i/termometria.pdf>

<https://fenomenosdetransporte2unisul.files.wordpress.com/2013/06/apostila-transef-de-calor.pdf>

<http://netulio.weebly.com/uploads/9/0/6/6/9066781/apostila-ft-2008-pucmg.pdf>

<http://www.essel.com.br/cursos/material/03/CAP1.pdf>

http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/FT/Apostila_Transcal_Mecfluidos.pdf

<http://www.essel.com.br/cursos/material/03/CAP1.pdf>

http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/FT/Apostila_Transcal_Mecfluidos.pdf

http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/f/fe/Apostila_TCL_2010_Parte_3.pdf

21 COLETOR SOLAR:

O coletor solar de placa plana é um dispositivo capaz de coletar a radiação solar, transmiti-la para um fluido e armazenar a energia térmica. O coletor solar plano tem uma superfície negra absorvedora de energia solar, que transfere a energia absorvida para o fluido que passa por uma **serpentina** de cobre e está em contato com a superfície negra, placas transparentes acima da superfície absorvedora que reduzem as perdas por radiação e convecção para a atmosfera; e um isolamento embaixo da superfície absorvedora para reduzir as perdas por condução.

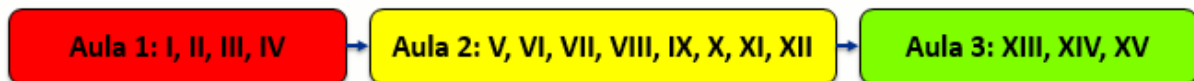


11.1 ANÁLISE DE EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA:

Objetivo desta atividade é de analisar as temperaturas de um coletor solar de placa plana, em regime permanente de troca térmica, para calcular a eficiência térmica do coletor. Para organizar o estudo foi implementado uma proposta pedagógica por intermédio de uma “trilha do conhecimento”, que é um material formatado para auxiliar os alunos na condução de análise térmica, na qual toda a razão lógica de análise é apresentada em etapas de estudo.

Toda análise foi desenvolvida com base no “Solar Engineering of Thermal Processes”, fourth Edition, John A. Duffie.

Trilha do conhecimento



- I. Apresentação ao conteúdo;
- II. Aquisição de dados do coletor de placa plana;
- III. Consultar dados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET);
- IV. Apresentar os cálculos da eficiência, energia útil, fator de remoção e energia solar absorvida;
- V. Consultar tabela de propriedades do ar e calcular os coeficientes do ar dentro da placa;
- VI. Calcular os coeficientes de transferência de calor;
- VII. Calcular as resistências térmicas;
- VIII. Calcular os coeficientes globais;
- IX. Calcular a energia solar absorvida;
- X. Calcular o fator de remoção;
- XI. Calcular a energia útil ganha;
- XII. Calcular a eficiência do coletor;
- XIII. Calcular o fator de eficiência do coletor

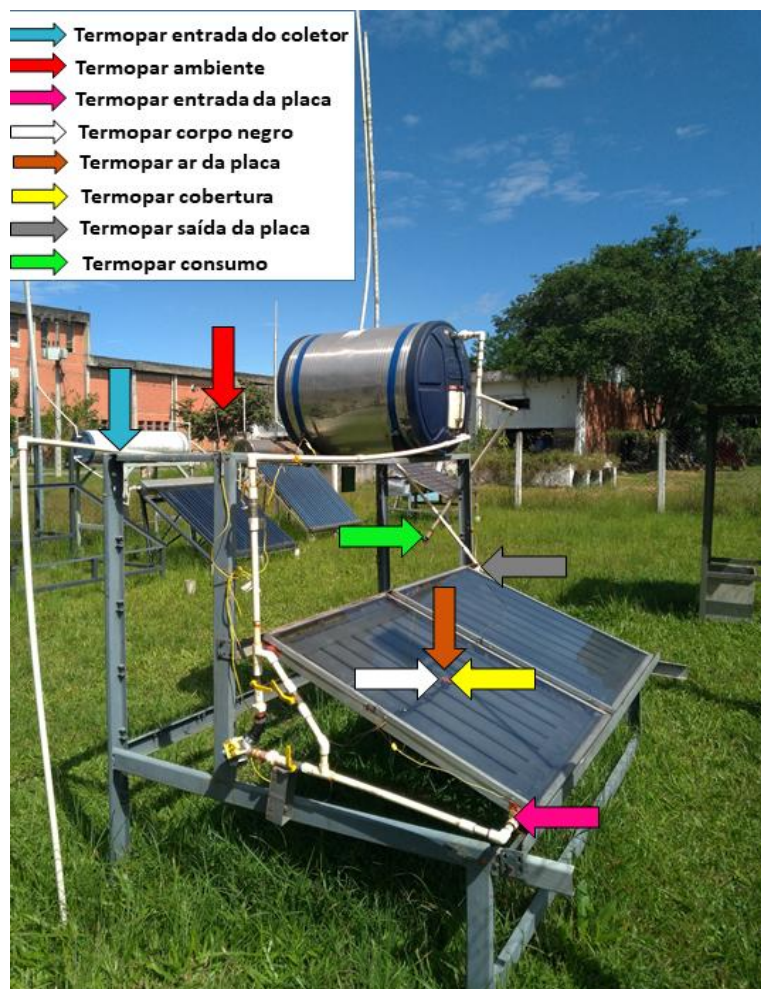
- XIV. Aplicar os valores na planilha de dados;
- XV. Analisar os resultados obtidos.

Instalação:

Para que tenha maior aproveitamento da radiação solar, o coletor deve ser instalado direcionado ao norte geográfico em uma inclinação que varia de acordo com a latitude da região que vai ser instalado.

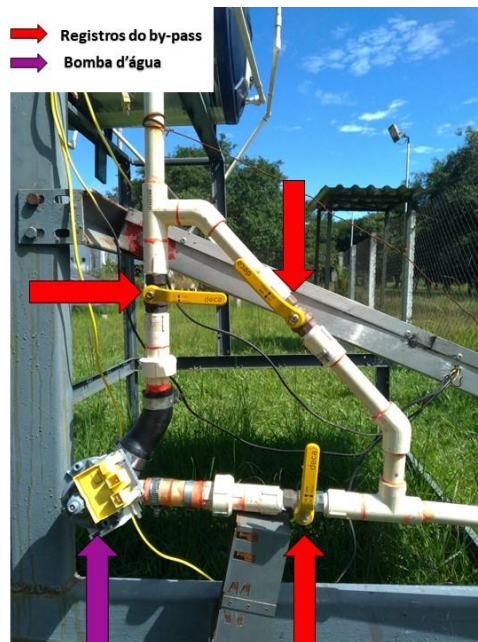
Instrumentação:

Para a medição da temperatura serão utilizados termopares do tipo K, montados nas interfaces de estudo e devidamente calibrados em curva com dois pontos (água fervendo e gelo), e plotados cada um em uma curva específica;



Vazão de água:

Como a vazão do sistema é muito baixa, para a análise do equipamento em relação a condição de performance energética, e atendendo a condição da conservação de massa, foi imposto ao sistema a inclusão de uma bomba d'água de baixa vazão pilotada por um regulador de tensão, sendo que a vazão do sistema foi aferida pelo método de galonagem na linha de retorno, entrada do boiler, para considerar a perda de carga da placa, tubulação e altura manométrica.



Especificação técnica:

Largura da placa (m):	0,876
Comprimento da placa (m):	1,03
Altura da placa (m):	0,0541
Espessura do vidro (m):	0,00325
Distância entre a cobertura e o corpo negro (m):	0,03
Área do coletor (m ²):	0,90228
Volume do coletor (m ³):	0,048813348
Ângulo da placa:	22,46°
Condutividade térmica material isolante (w/mK):	0,046
Perímetro do coletor (m):	3,812
Emissividade da placa:	0,95
Emissividade da cobertura:	0,88
Espessura do material isolante (m):	0,02
Distância entre os tubos (m):	0,10625
Diâmetro externo do tubo(m):	0,00952
Diâmetro interno do tubo(m):	0,00752
Espessura do tubo(m):	0,001
Espessura da aleta(m):	0,0004
Condutividade térmica do cobre (W/m.K):	401
Comprimento da aleta(m):	0,915



Apostila de FENTRAN Experimental

Área da aleta(m²): 0,09721875
Área do contato do tubo com a placa (m²): 0,013682893

Considerações:

No experimento foram utilizados, um boiler de 200 litros, dois coletores solares de placa plana, registros e tubulações adequadas a altas temperaturas.

As considerações adotadas no modelo analítico são as seguintes:

- Regime permanente;
- A cobertura é opaca para radiação infravermelha;
- Fluxo de calor unidimensional na cobertura e no isolamento;
- Poeira, sujeira e sombra no coletor são desprezíveis;
- Tubo de cobre é soldado na placa absorvedora;
- Perdas térmicas nas laterais são consideradas iguais.

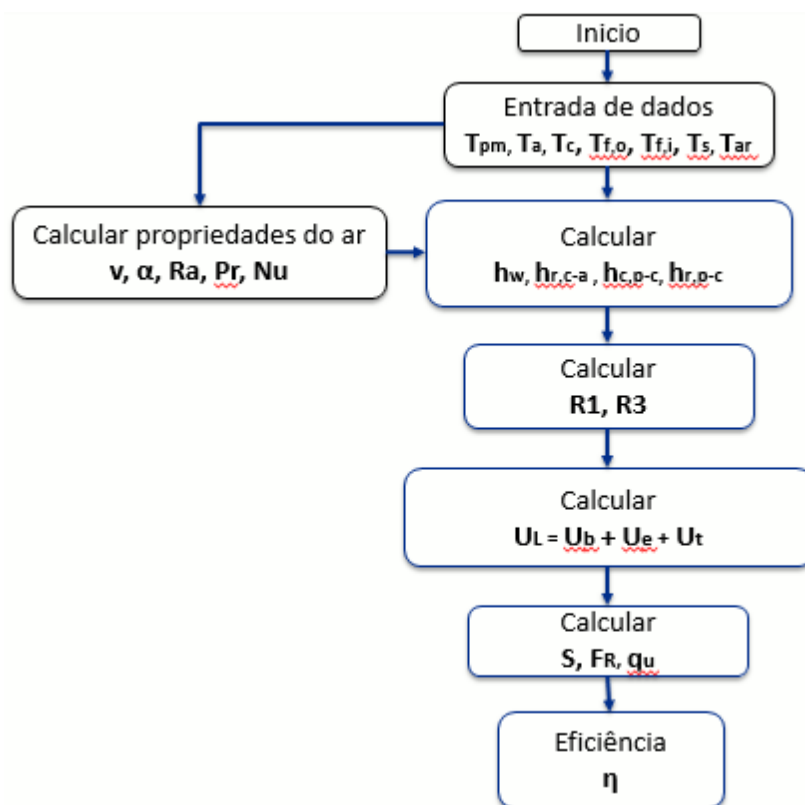
Legenda:

ϕ	Coeficiente de expansão volumétrica térmica
q_u	Energia útil ganha
G_T	Energia solar incidente
S	Energia solar absorvida
b, d e g	Feixe, difuso e base
R_b	Razão do feixe de radiação entre uma placa inclinada e uma placa na horizontal.
ρ_g	Refletividade da base
n	Número de tubos em paralelo
N	Número de coberturas de vidro
A	Área do isolamento na base
w	Distância entre os tubos
D	Diâmetro externo dos tubos
D_i	Diâmetro interno do tubo
h_{fi}	Coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede do tubo
C_b	Condutância de contato
k_b	Condutividade térmica do contato
γ	Espessura média do contato
b	Largura do contato
F'	Fator de eficiência do coletor
$\dot{m}$	Vazão mássica
q	Taxa de transferência de calor
q'	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento
$S_{\text{piranometro}}$	Sensibilidade do piranômetro
U_{emf}	Tensão de saída
F_R	Fator de remoção de calor do coletor
η	Eficiência

τ	Transmissividade
$\tau\alpha$	Transmitância
α	Absortividade
Ψ	Fator da equação
T_a	Temperatura ambiente do ar
T_∞	Temperatura do fluido em escoamento
T_f	Temperatura local do fluido
T_{fm}	Temperatura média do fluido
$T_{f,i}$	Temperatura de entrada do fluido
$T_{f,o}$	Temperatura de saída do fluido
T_b	Temperatura da placa acima do contato
T_{pm}	Temperatura média da placa
T_c	Temperatura da cobertura
T_s	Temperatura do céu
T_p	Temperatura local da placa
h_w	Coeficiente de transferência de calor por convecção do ar
$h_{r,p-c}$	Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e a cobertura
$h_{r,c-a}$	Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o ambiente
$h_{c,p-c}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a placa e a cobertura
ε_p	Emissividades da placa
ε_c	Emissividades da cobertura
σ	Constante de Stefan-Boltzman
ν	Viscosidade cinemática
α	Difusividade térmica
β	Ângulo de inclinação do coletor
R_1, R_3, R_4	Resistência térmica
Nu	Número de Nusselt
Ra	Número de Rayleigh
Pr	Número de Prandtl
L	Distância entre a primeira cobertura e a placa absorvedora
V	Velocidade do ar
g	Aceleração da gravidade
β'	Coeficiente de expansão volumétrica
U_t	Coeficiente global do topo
U_b	Coeficiente global da base
U_e	Coeficiente global da borda
U_L	Coeficiente global total
W	Distância entre os tubos
D	Diâmetro externo do tubo
FE	Eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular
k_b	Condutividade térmica do contato
F	Eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular
D_i	Diâmetro interno do tubo
d_x	Espessura do tubo
δ	Espessura da aleta
k_{cobre}	Condutividade térmica do cobre

m Fator da equação (para calcular F)
 C_{aleta} Comprimento da aleta
 A_{aleta} Área da aleta
 G_{TA} Irradiação na aleta
 A_{CTA} Área do contato do tubo com a placa
 $T_{in,tubo}$ Temperatura da parede interna do tubo

Fluxograma do cálculo da eficiência:



Cálculo da eficiência:

A eficiência do coletor é o quanto de energia está sendo aproveitada em relação da energia incidente no mesmo, e é definida como a razão da energia útil ganha (q_u) sobre o produto da área do coletor (A_c) pela energia solar incidente (GT) em um período específico de tempo.

$$\eta = \frac{q_u}{A_c \cdot G_t}$$

Energia útil ganha:

A energia total recebida do coletor transferida para o fluido, e é dada pela, é dada por:

$$q_u = A_c \cdot FR \cdot [S - U_L \cdot (T_{f,i} - T_a)]$$

Onde:

F_R	Fator de remoção de calor do coletor;
S	Energia solar absorvida;
U_L	Coeficiente global de transferência de calor;
$T_{f,i}$	Temperatura de entrada do fluido;
T_a	Temperatura ambiente.

Fator de remoção:

É a relação da energia útil ganha pelo coletor com o ganho útil de toda a superfície do coletor que está na temperatura de entrada do fluido e é dado por:

$$FR = \frac{\dot{m} \cdot C_{p\text{agua}} \cdot (T_{f,o} - T_{f,i})}{Ac \cdot [S - U_L \cdot (T_{f,i} - T_a)]}$$

Onde:

$\dot{m}$	Vazão mássica;
$C_{p\text{agua}}$	Calor específico da água;
$T_{f,o}$	Temperatura de saída do fluido.

Energia solar absorvida:

De acordo com Duffie e Beckman (1980), Kalogirou (2004) e Siqueira (2009) a radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área (S) pode ser determinada através da seguinte equação:

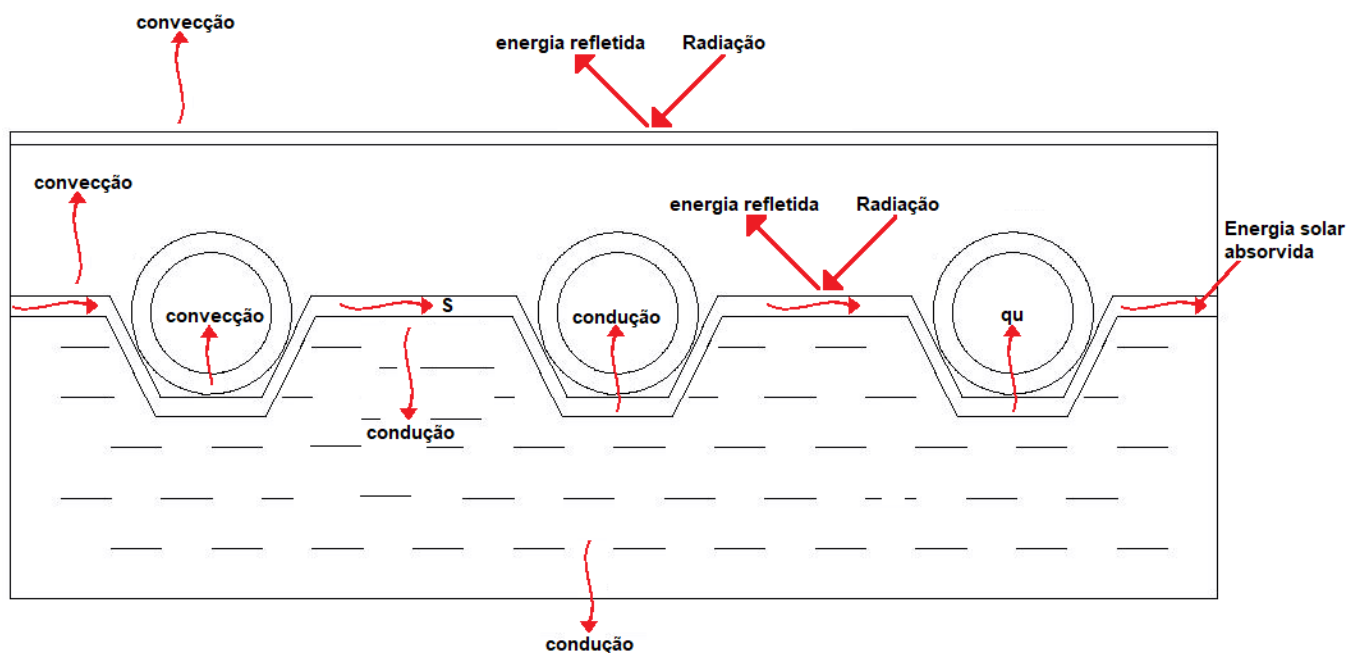
$$S = Gt \cdot (\tau\alpha)$$

Onde:

$\tau\alpha$	Transmitância da cobertura;
Gt	Energia solar incidente.

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor (U_L), é necessário conhecer as trocas de calor existentes no coletor.

A energia incide no coletor por radiação, uma parcela é refletida e outra é transmitida para o corpo negro, que por sua vez passa para o tubo de cobre por condução e do tubo de cobre para o fluido por convecção. Devido a diferença de temperatura do coletor, perdas térmicas por transferência de calor estão presentes, e são dadas por: Convecção natural entre o corpo negro e a cobertura de vidro; Convecção entre a cobertura e o ambiente com interferência do vento; Condução do corpo negro para o isolamento; Condução do isolamento para a base do coletor.



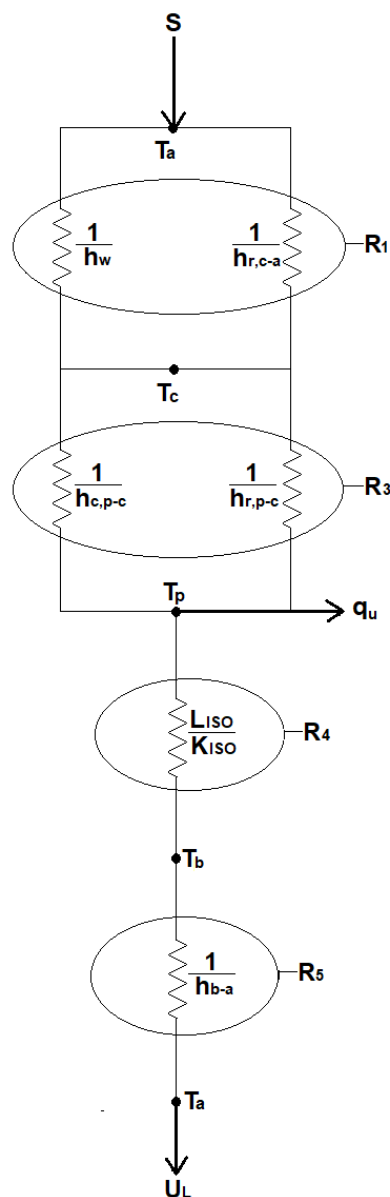
A partir da análise das diferenças de temperaturas e dos processos de transferência de calor, monta-se o sistema térmico equivalente em função das resistências, fazendo uma analogia com elétrica.

- 1- O coletor recebe a energia solar S
- 2- Passa pelas resistências $1/hw$ e $1/hr,c-a$, onde acontece a troca de calor por convecção forçada entre a cobertura e o ambiente e a troca por radiação da cobertura para o ambiente. hw e $hr,c-a$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção e por radiação da cobertura para o ambiente.
- 3- Em seguida passa pelas resistências $1/hc,p-c$ e $1/hr,p-c$, onde acontece a convecção natural e a troca por radiação. $hc,p-c$ e $hr,p-c$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção e por radiação da placa para a cobertura
- 4- Toda energia útil " qu " da placa é passada para o tubo de cobre e para o fluido por condução, e como o cobre é um bom condutor consideramos que a resistência entre o tubo e a placa é desprezível.

5- No isolamento a troca acontece por condução e é representada pela resistência “Liso/Kiso”.

6- A resistência da parte de baixo do coletor para o ambiente é desprezível, porque a magnitude da troca no isolamento é muito maior comparada a troca da parte de baixo da placa para o ambiente.

A partir da análise das diferenças de temperaturas e dos processos de transferência de calor, monta-se o sistema térmico equivalente em função das resistências, mostrado abaixo:



Coeficiente global de transferência de calor, é dado por:



Apostila de FENTRAN Experimental

$$UL = Ut + Ub + Ue$$

Onde:

- Ut Coeficiente global do topo;
Ub Coeficiente global da base;
Ue Coeficiente global da borda.

Para calcular os coeficientes globais é necessário conhecer as resistências térmicas do coletor (R1 e R3), que são dadas por:

$$R1 = \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}}$$

$$R3 = \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}}$$

$$R4 = \frac{L_{iso}}{K_{iso}.A}$$

Onde:

- h_w Coeficiente de transferência de calor por convecção forçada da cobertura para o ambiente;
 $h_{r,c-a}$ Coeficiente de transferência de calor por radiação da cobertura para o ambiente;
 $h_{c,p-c}$ Coeficiente de transferência de calor por convecção natural da placa para cobertura;
 $h_{r,p-c}$ Coeficiente de transferência de calor por radiação da placa para a cobertura.

Coeficiente de transferência de calor por convecção natural entre a placa e a cobertura, é dado por:

$$h_{c,p-c} = Nu \frac{K}{L}$$

Onde:

- K Condutividade térmica do ar;
 L Distância entre a cobertura e a placa absorvedora.

Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção natural entre a placa e cobertura primeiro precisamos do Nusselt e para calcular o Nusselt precisamos de algumas propriedades do ar influenciada pela temperatura interna do coletor.

Tabela das propriedades do ar:

T Temperatura
 ρ Massa específica
 C_p Calor específico
 K Condutividade térmica do material
 η Viscosidade dinâmica

T (°C)	$\eta \cdot 10^{-3}$ (cP)	ρ (kg/m ³)	K (kcal/m. h°C)	C_p (kcal/kg°C)
0	17,207	1,292	0,0209	0,240
10		1,247		0,240
20	18,198	1,204	0,0221	0,240
30	18,600	1,164		0,240
40	19,129	1,127	0,0233	0,240
50		1,092		0,240
60	20,032	1,060	0,0245	0,241
70		1,029		0,241
80	20,934	0,999	0,0257	0,241
90		0,972		0,241
100	21,817	0,946	0,0270	0,241

Viscosidade:

Para obtermos a viscosidade cinemática, primeiro precisamos da viscosidade dinâmica (η) dado em centipoise (cp) e transformá-la em quilograma metros por segundo (kg/ms), além também da massa específica do fluido em questão (ρ) dada em quilogramas metros cúbicos (kg/m³). Após a consulta desses dados tabelados conseguimos obter a viscosidade cinemática (ν) dada em metros quadrados por segundos (m²/s): **acertar a letra da viscosidade dinâmica**

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

Difusividade Térmica:

Calculamos agora a difusividade térmica (α) também dada em metros quadrados por segundos (m²/s), através da condutividade térmica do material (K)



Apostila de FENTRAN Experimental

dada em $Kcal/m^2h^{\circ}C$ sobre a massa específica do fluido (ρ) em kg/m^3 e o calor específico (Cp) dado por $Kcal/m^{\circ}C$.

$$\alpha = \frac{K}{\rho Cp}$$

Número de Prandtl:

Com os resultados obtidos anteriormente, poderemos calcular o Número de Prandtl, onde (ν) é a viscosidade cinemática e (a) é a difusividade térmica;

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$

Número de Rayleigh:

$$Ra = \frac{g(\Delta T)(L)^3 \cdot Pr}{\bar{T}(\nu)^2}$$

Onde:

g Aceleração da gravidade;

ΔT Diferença de temperatura do corpo negro com a cobertura;

L Distância da cobertura até o corpo negro;

Pr Numero de Prandtl calculado;

$\bar{T}$ Temperatura média do corpo negro e cobertura;

ν Viscosidade cinemática calculada.

Número de Nusselt:

O número de Nusselt médio pode ser obtido através da correlação desenvolvida por Hollands (1976) onde é definida para ângulos de inclinação do coletor (β) entre 0° e 70° . Onde (Ra) é o número de Rayleigh e (K) é a condutividade térmica do ar.

$$Nu = 1 + 1,44 \left[\frac{1708 \cdot (\sin 1,8 \cdot \beta)^{1,6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]$$

Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a cobertura e o

ambiente, é dado por: (pag 187)

$$h_w = \frac{(8,6 \cdot V)^{0,6}}{L^{0,4}}$$

Onde:

V Velocidade do vento por segundos;

L Raiz cubica do volume do coletor em metros.

Coeficiente de transferência de calor por radiação da cobertura para o ambiente, é dado por:

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_c \cdot \sigma (t_c^2 + t_s^2) \cdot (t_c + t_s)$$

Onde:

ε_c Emissividade da cobertura;

σ Constante de Stefan-Boltzman;

T_c Temperatura da cobertura;

T_s Temperatura do céu.

Coeficiente de transferência de calor por radiação da placa para a cobertura, é dado por:

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma \cdot (t_p^2 + t_c^2) \cdot (t_p + t_c)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1}$$

Onde:

ε_p Emissividade da placa;

t_p Temperatura da placa.

Com os coeficientes de transferência de calor podemos calcular as resistências R_1 e R_3 e assim calcular o **coeficiente global de transferência de calor do topo**. Que é dado por:

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_3}$$

Em seguida calculamos o coeficiente global da base e da borda.

Coeficiente global de transferência de calor da base, é dado por:



Apostila de FENTRAN Experimental

$$U_b = \frac{K_{iso}}{L_{iso}}$$

Onde:

K_{iso} Condutividade térmica do material isolante;
 L_{iso} Espessura do material isolante.

Coeficiente global de transferência de calor da borda, é dado por:

$$U_e = \frac{\left(\frac{K_{iso}}{L_{iso}}\right) \cdot P_c \cdot a}{A_c}$$

Onde:

P_c Perímetro do coletor;
 a Altura do coletor;
 A_c Área do coletor.

Com os coeficientes globais definidos podemos calcular o fator de remoção e a energia útil ganha e assim calcular eficiência do coletor.

Fator de eficiência do coletor:

O Fator de eficiência do coletor representa a razão da energia útil ganha e o ganho útil que resultaria se a superfície do coletor estivesse na temperatura local do fluido. O fator de eficiência é essencialmente uma constante para qualquer modelo de coletor e para qualquer vazão, e é dado por:

$$F' = \frac{1/UL}{W \cdot \left[\frac{1}{UL \cdot [D + (W-D) \cdot F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_{fi}} \right]}$$

(desconsideramos o $1/C_b$, pq é um numero muito pequeno)

Onde:

W Tamanho da aleta (distancia entre tubos)
 D Diâmetro externo do tubo;
 D_i Diâmetro interno do tubo;
 h_{fi} Coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede do tubo
 C_b Condutância de contato;
 F Eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular.

Eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular, é dado por:

$$F = \frac{\tanh. [m. (W - D)/2]}{m. (W - D)/2}$$

Onde:

m Fator para calcular a eficiência da aleta.

Fator para calcular a eficiência padrão da aleta, é dado por:

$$m = \sqrt{\frac{UL}{K_{\text{cobre}}. \delta}}$$

Onde:

K_{cobre} Condutividade térmica do cobre;

δ Espessura da aleta.

Coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede do tubo é dado pela lei de resfriamento de Newton, que é dada por:

$$h_{fi} = \frac{G_{ta}}{A_{ta}. (T_{in, tubo} - T_{f, o})}$$

Onde:

G_{ta} Irradiação na aleta;

A_{ta} Área do contato do tubo com a aleta;

$T_{in, tubo}$ Temperatura da parede externa do tubo.

Para calcular o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede do tubo primeiro precisamos calcular a área do contato do tubo com a placa e a temperatura da parede interna do tubo.

Calculamos a temperatura da parede interna do tubo através da lei da condução de Fourier:

$$T_{in, tubo} = T_{ex, tubo} - \left(\frac{G_{ta}. dx}{K_{\text{cobre}}. A_{ta}} \right)$$



Apostila de FENTRAN Experimental

Onde:

$T_{ex, tubo}$ Temperatura da parede externa do tubo;
 dx Espessura do tubo;
 K_{cobre} Condutividade térmica do cobre.

Área do contato do tubo com a placa (semicírculo * comprimento) é dada por:

$$ACTA = \pi \cdot (D/2) \cdot Caleta$$

Onde:

$Caleta$ Comprimento da aleta.

Com os valores definidos podemos calcular o fator de eficiência do coletor e fazer uma análise em relação a eficiência já calculada.

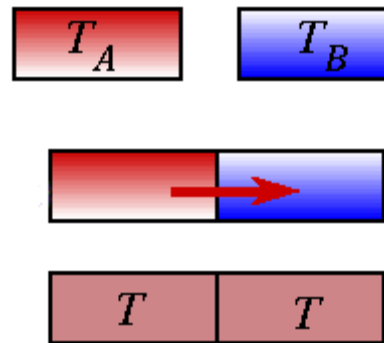
12. APÊNDICE

1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Transferência de calor é a ciência que estuda as características de energia entre corpos materiais causadas por diferenças de temperatura. E a termodinâmica diz que esta energia transferida é definida como calor.

Calor é energia em trânsito devido a uma diferença de temperatura. Sempre que existir uma diferença de temperatura em um meio ou entre meios ocorrerá transferência de calor.

Sempre que existe uma diferença de temperatura em um dado sistema, há uma troca de calor entre o que está com maior temperatura e o que está com menor temperatura, a energia em trânsito será finalizada quando a diferença entre elas for igual à zero (sistema em equilíbrio térmico).



Se $T_A > T_B$; $T_A > T > T_B$

Figura: Equilíbrio térmico.

Está implícito na definição acima que um corpo nunca contém calor, mas calor é identificado com tal quando cruza a fronteira de um sistema. O calor é, portanto um fenômeno transitório, que cessa quando não existe mais uma diferença de temperatura.

Os processos de transferência de calor devem obedecer às leis da Termodinâmica que trata da relação entre o calor e as outras formas de energia. A energia pode ser transferida através de interações entre o sistema e suas vizinhanças e estas interações são denominadas: calor e trabalho.

1ª Lei da Termodinâmica: “A energia não pode ser criada ou destruída, mas apenas transformada de uma forma para outra”. Assim é ela quem governa quantitativamente estas interações.

2ª Lei da Termodinâmica: “É impossível o processo cujo único resultado seja a transferência líquida de calor de uma região fria para uma região quente”. Ela aponta a direção destas interações.

Porém existe uma diferença fundamental entre a transferência de calor e a termodinâmica. Embora a termodinâmica trate das interações do calor e o papel que ele desempenha na primeira e na segunda lei, ela não leva em conta o mecanismo de transferência e os métodos de cálculo da taxa de transferência de calor. A termodinâmica trata com estados de equilíbrio da matéria onde inexistem gradientes

de temperatura. Embora a termodinâmica possa ser usada para determinar a quantidade de energia requerida na formade calor para um sistema passar de um estado de equilíbrio para outro, ela não pode quantificar a taxa (velocidade) na qual a transferência do calor ocorre.

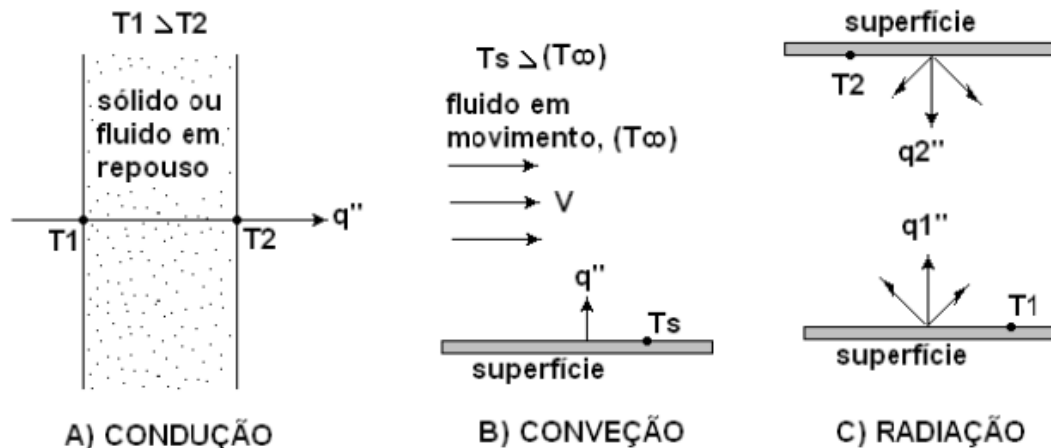


Figura: Representação dos modos de transferência de calor.

A) A transferência de energia por condução ocorre em um meio estacionário, sendo que o fluxo de calor ocorre de um ponto de maior temperatura (T_1) para outro de menor temperatura (T_2), ou seja, há a transferência de energia das partículas mais energéticas (mais aquecidas) para as menos energéticas (menos aquecidas) num processo de difusão de energia, deve-se às atividades atômicas e moleculares.

No caso do fluido ser líquido o processo de transferência por condução é semelhante ao meio gasoso, com a diferença de que no meio líquido as moléculas estão mais próximas e, portanto, as interações mais fortes e mais frequentes. Se o meio for um sólido as atividades atômicas ocorrerem por vibrações dos retículos (nós). Num sólido que seja bom condutor elétrico, um grande numero de elétrons livres se move através de uma rede, por isso, materiais bons condutores de eletricidade são geralmente bons condutores de calor; por exemplo o cobre e aço.

B) A transferência de calor por convecção deve-se à presença de um fluido em movimento sobre uma superfície aquecida, e o sentido do fluxo de calor,

também neste caso, deve-se à existência de uma diferença de temperatura entre a placa aquecida e o meio fluido em movimento.

C) A transferência de calor por radiação ocorre por ondas eletromagnéticas, portanto, não requer a presença de um meio material, de modo que a transferência por radiação é mais eficiente no vácuo.

- Todos os corpos em temperatura acima do zero absoluto emitem continuamente radiação térmica.

- As intensidades das emissões dependem somente da temperatura e da natureza da superfície emitente

- A radiação térmica viaja na velocidade da luz (300.000 Km/s)

12.1 REGIME DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

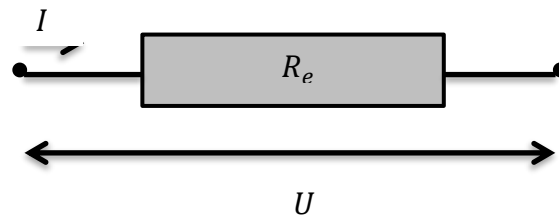
A transferência de calor se dá em função de algumas variáveis e de acordo com elas pode-se distinguir estados de troca de calor do corpo. Assim a transferência de calor pode ser em regime transiente ou permanente.

Na transferência de calor em regime transiente, a temperatura muda não somente com a posição no interior do corpo, ela também muda com o tempo em uma mesma posição. Tanto a taxa de transferência de calor através do corpo, como a energia interna do corpo mudam com o tempo. O corpo acumula ou desacumula energia interna.

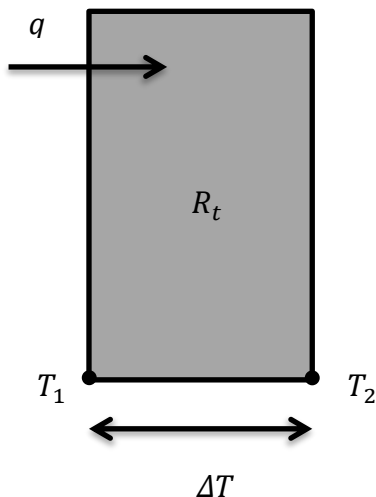
Quando o corpo atinge o estado de equilíbrio, ou seja, todo o corpo tem temperatura constante, chamamos de estado estacionário ou permanente. No regime

permanente a transferência de calor varia em função apenas da posição, a variável tempo não influencia.

As condições de regime permanente permitem estabelecer uma analogia entre a difusão de calor e a carga elétrica. Assim como uma resistência elétrica é associada com uma condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser associada com uma condução de calor, como mostrado na representação abaixo:



$$U = \frac{I}{R_e}$$



$$q = \frac{\Delta T}{R_t}$$

12.2 CONDUÇÃO (LEI DE FOURIER)

A lei empírica da condução de calor baseada em observações experimentais foi enunciada por Biot, mas recebe geralmente o nome do matemático e físico francês

Joseph Fourier (1822)[segundo Özisik, 1990] que a utilizou em sua teoria analítica do calor. Esta lei estabelece que a taxa de transferência de calor ou fluxo de calor por condução, em uma dada direção, é proporcional à área normal à direção do fluxo e ao gradiente de temperatura naquela direção.

Admitindo que a condução de calor através da parede é unidimensional, em regime permanente e sem geração de calor. A temperatura é função somente de uma coordenada espacial (no caso x) e o calor é transferido unicamente nesta direção. Desse modo equação de Fourier é dada por:

$$\dot{Q} = -KA \frac{dT}{dx} \quad W \text{ (watts)} \quad [1]$$

Ou

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = -K \frac{dT}{dx} \quad W/m^2 \quad [1.1]$$

Onde:

$\dot{Q}$ = taxa de transferência de calor na direção - W

q = fluxo de calor - W/m^2

K = condutividade térmica do material - $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

A = área perpendicular ao fluxo - m^2

$\frac{dT}{dx}$ = gradiente de temperatura (variação da temperatura na direção normal a superfície de área A) - $^\circ C/m$

Para escrever a equação de condução em forma matemática, devemos adotar uma convenção de sinais. Especificamos que o sentido de aumento da distância x deve ser o sentido de fluxo de calor positivo. Assim como, pela segunda lei da termodinâmica, o calor automaticamente fluirá dos pontos de temperatura mais alta para os de mais baixa, quando o calor flui no sentido positivo do eixo x e o gradiente de temperatura é negativo, mas o sinal negativo na equação acima descrita, faz com que o fluxo de calor resulte positivo quando este ocorre no sentido positivo de x , como ilustra a figura abaixo:

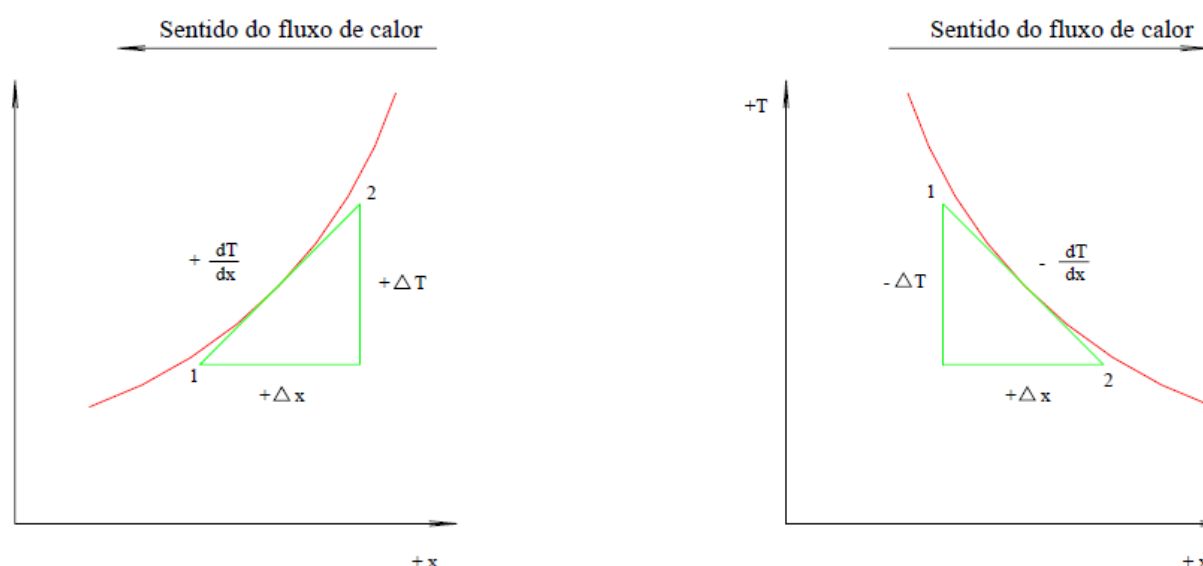


Figura: Esquema ilustrando a convenção de sinais para o fluxo de calor por condução

A propriedade de condutividade térmica K avalia a facilidade ou dificuldade que o meio oferece à passagem do fluxo de calor. Em geral a variação da condutibilidade térmica com a temperatura é desprezível em aplicações de engenharia. Alto valor de condutibilidade térmica significa que há pouca resistência ao fluxo de calor. A esses materiais chamaremos de condutores de calor. Os materiais que apresentam valores de condutibilidade térmica pequenos, diremos que são materiais isolantes térmicos. No cotidiano do engenheiro esses dois grandes grupos de materiais são usados dependendo da finalidade.

12.3 CONDUÇÃO EM PLACA PLANA

Para o caso simples de transferência de calor em regime permanente através de uma parede plana, o gradiente de temperatura e o calor transferido por unidade de tempo não variam com o tempo, e a área da seção transversal no caminho do fluxo é uniforme. As variáveis da equação de Fourier podem ser separadas, e a equação resultante fica:

$$\frac{\dot{Q}}{A} \int_{x_1}^{x_2} dx = - \int_{T_1}^{T_2} K dT \quad [2]$$

Se K for independente de T , podemos integrar a equação acima, obtendo:

$$\dot{Q} = \frac{AK}{L} (T_1 - T_2) \quad [2.2]$$

Onde $L = x_2 - x_1$, de acordo com a figura abaixo:

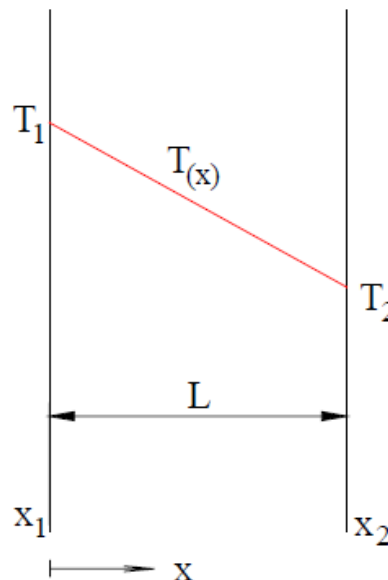


Figura: Distribuição de temperaturas para condução em regime permanente através de uma parede plana.

12.4 ASSOCIAÇÃO DE PAREDES PLANAS EM SÉRIE

Quando a condução ocorre através de uma parede composta em série por laminas ou placas de diferentes materiais, como mostra a figura a seguir, a equação [2.2] aplicada para cada uma das paredes fica:

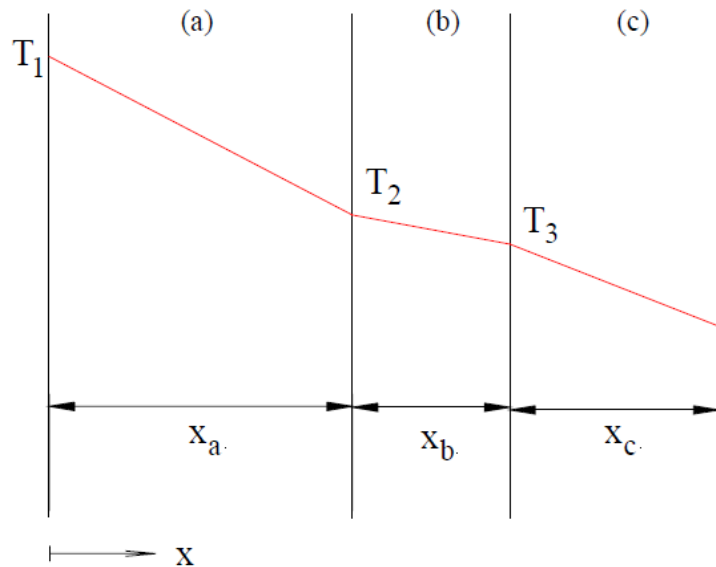
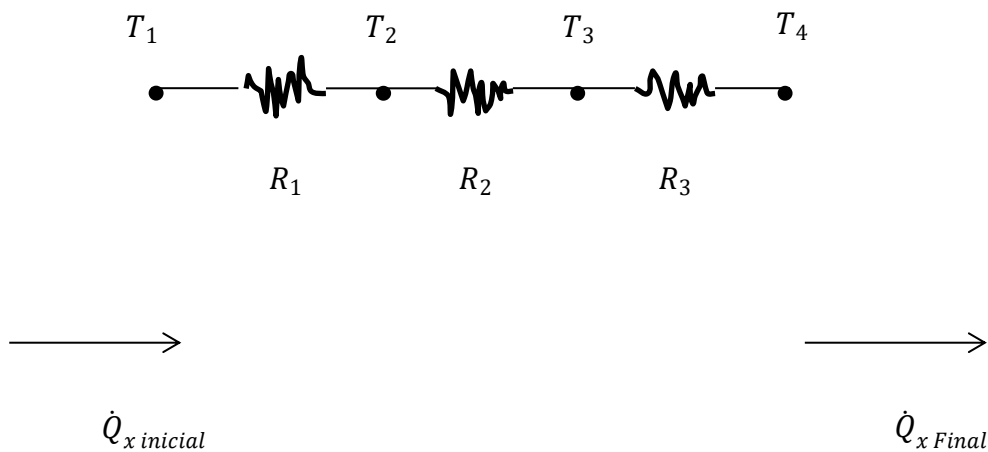


Figura: Condução em série



$$T_1 - T_2 = \dot{Q} \frac{x_a}{K_a A} \quad [2.3a]$$

$$T_2 - T_3 = \dot{Q} \frac{x_b}{K_b A} \quad [2.3b]$$

$$T_3 - T_4 = \dot{Q} \frac{x_c}{K_c A} \quad [2.3c]$$

Somando e reagrupando as equações 2.3a, 2.3b e 2.3c, chegamos à equação final do fluxo de calor em regime permanente em função das temperaturas das faces externas:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_4}{\frac{x_a}{K_a A} + \frac{x_b}{K_b A} + \frac{x_c}{K_c A}} \quad [2.4]$$

As parcelas do denominador denominam-se de resistências térmicas das camadas a, b e c respectivamente. Conhecidas as temperaturas T_1 e T_4 pode-se determinar $\dot{Q}$ que levado nas equações 2.3 permite calcular a temperatura nas interfaces.

Portanto, para o caso geral em que se tem uma associação em série de n paredes planas a transferência de calor é dada por:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^n R_i}$$

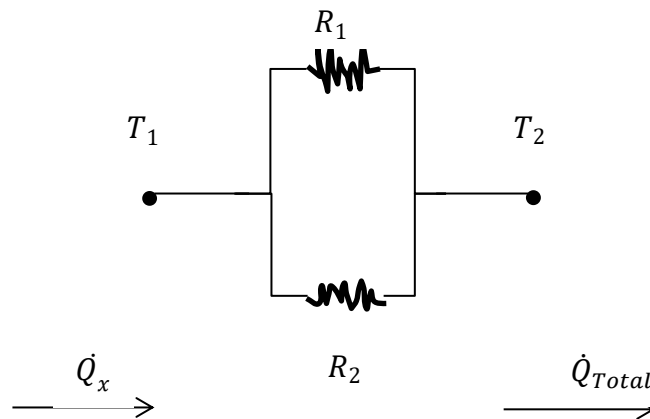
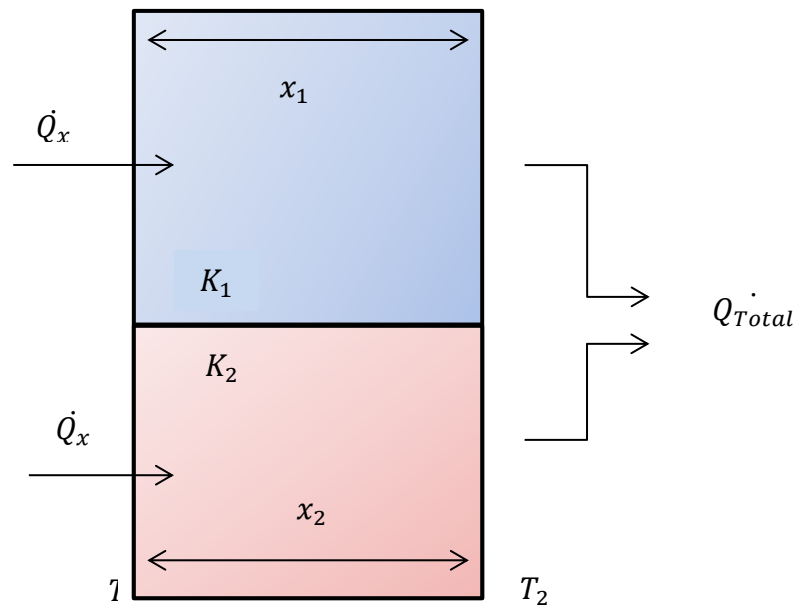
Onde: $R = \frac{L}{K A}$

$$\sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + \dots + R_n$$

12.5 ASSOCIAÇÃO DE PAREDES PLANAS EM PARALELO

Consideremos um sistema de paredes planas associadas em paralelo, com temperaturas constantes e conhecidas em ambas as extremidades. Assim, haverá um fluxo de calor contínuo no regime permanente através da parede composta.

Assumindo que todas as paredes estão sujeitas à mesma diferença de temperatura e que são de materiais e/ou dimensões diferentes, então o fluxo de calor total é a soma dos fluxos de cada parede individual.



$$\dot{Q}_1 = \frac{A_1 K_1}{L_1} (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{A_2 K_2}{L_2} (T_1 - T_2)$$

Então:

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

Portanto, para o caso geral em que se tem uma associação em paralelo de n paredes planas a transferência de calor é dada por:

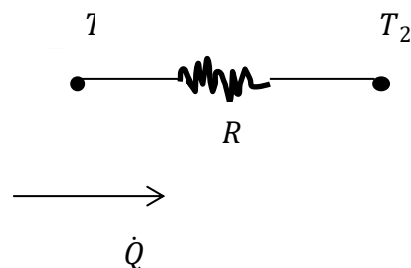
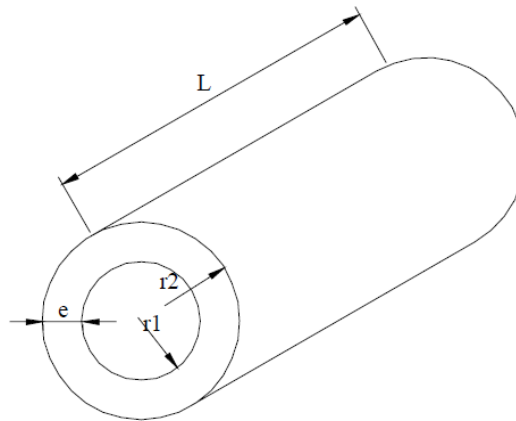
$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i}}$$

Onde: $R = \frac{L}{K A}$

$$\sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n}$$

12.6 CONDUÇÃO EM SUPERFÍCIES CILÍNDRICAS

Consideremos um cilindro oco submetido a uma diferença de temperatura entre a superfície interna e a superfície externa, como pode ser visto na figura abaixo:



Aplicando a equação de Fourier, sendo a área do cilindro $A = 2\pi rL$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= -K(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \\ \dot{Q} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} &= -K2\pi L \int_{T_1}^{T_2} dT \\ \dot{Q} [\ln r_2 - \ln r_1] &= -K2\pi L (T_2 - T_1) \\ \dot{Q} &= \frac{2\pi KL}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (T_1 - T_2) \end{aligned}$$

Aplicando $\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$, a resistência térmica de superfície cilíndrica é: $R = \frac{\ln r_2/r_1}{2\pi KL}$

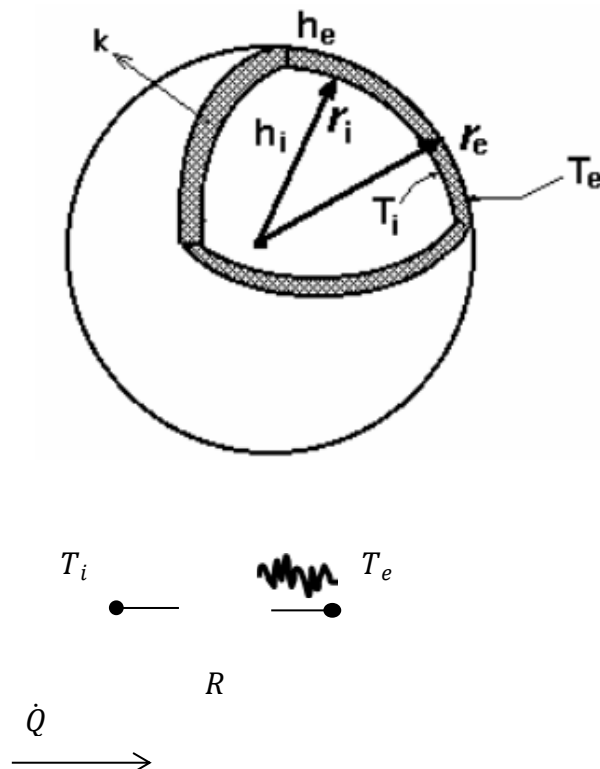
Desse modo, para caso geral em que se tem uma superfície cilíndrica com n espessuras, aplica-se também a equação:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^n R_i}$$

Onde: $\sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + \dots + R_n$

12.7 CONDUÇÃO EM SUPERFÍCIE ESFÉRICA

Consideremos uma esfera oca submetida à uma diferença de temperatura entre a superfície interna e a superfície externa conforme a figura abaixo:



Aplicando a equação de Fourier, sendo a área da esfera $A = 4\pi r^2$

$$\dot{Q} = -K(4\pi r^2) \frac{dT}{dr}$$

$$\dot{Q} \int_{r_1}^{r_2} r^{-2} dr = -4\pi K \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$\dot{Q} \left[\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right] = 4\pi K (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = \frac{4\pi K}{\left[\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right]} (T_1 - T_2)$$

Aplicando $\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$, a resistência térmica de superfície esférica é: $R = \frac{\left[\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right]}{4\pi K}$

Desse modo, para caso geral, em que se tem uma superfície esférica com n espessuras, aplica-se também a equação:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^n R_i}$$

Onde: $\sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + \dots + R_n$

12.8 CONVECÇÃO (LEI DO RESFRIAMENTO DE NEWTON)

A convecção térmica é o processo de transmissão de calor em que a energia térmica se propaga através do Fluxo de um fluido. Este processo ocorre somente processo de convecção de calor somente ocorre quando há gradientes térmicos no interior de um fluido ou entre certa interface (sólido/fluido ou fluido/fluido).

Se o movimento do fluido for induzido artificialmente, por uma bomba ou ventilador, que força o fluxo de fluido sobre uma superfície sólida, diz-se que a transferência de calor se processa por **convecção forçada**. No entanto se o movimento do fluido é provocado devido alteração de densidade consequente da variação de temperatura no próprio fluido, diz-se que a transferência de calor se dá por **convecção natural**. Como, por exemplo, quando aquecemos água numa panela, pode-se observar que a água quente sobe e a água fria desce, formando uma corrente de água que carrega o calor e aquece a água por inteiro. Isto ocorre porque os fluidos, ao se aquecerem, ficam menos densos e consequentemente mais leves tendendo assim a subir.

Nas aplicações de engenharia, para simplificar os cálculos da transferência de calor entre uma superfície com temperatura T_s e um fluido que está fluindo sobre ela a uma temperatura T_∞ , conforme a figura abaixo, tem-se a equação, proposta originalmente pelo cientista inglês Isaac Newton em 1701, denominada “Lei do resfriamento de Newton”:

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty)$$

Onde:

$\dot{Q}$ = Taxa de transferência de calor - W (Watts)

h = Coeficiente de transferência de calor ou película - $W/m^2 K$

A = Área de transferência de calor - m^2

T_∞ = Temperatura do fluido - K

T_s = Temperatura da superfície - K

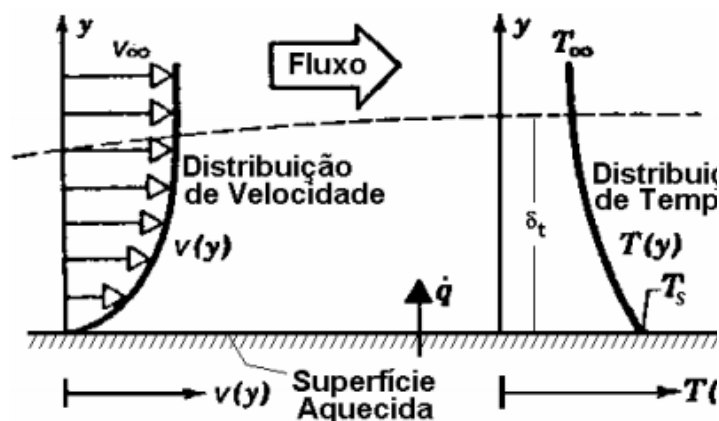


Figura: Transferência de calor de uma superfície aquecida para um fluido frio.

A determinação do coeficiente de película envolve, na realidade, propriedades físicas do fluido (como massa específica, viscosidade, condutividade térmica), geometria do sistema e tipo de fluxo. O estudo mais aprofundado de cada um desses casos foge ao nível deste curso. No entanto, é importante ter um mínimo de familiaridade com a forma de cálculo de h . Pode-se, no entanto, utilizar tabelas com valores médios para cada situação de convecção. Um exemplo é dado abaixo:

PROCESSO		h [W / m ² .K]
CONVECÇÃO NATURAL	Ar	5 - 30
	Gases	4 - 25
	Líquidos	120 - 1.200
	Água, líquida	20 - 100
	Água em ebulição	120 - 24.000
CONVECÇÃO FORÇADA	Ar	30 - 300
	Gases	12 - 120
	Líquidos	60 - 25.000
	Água, líquida	50 - 10.000
	Água em ebulição	3.000 - 100.000
	Água em condensação	5.000 - 100.000

Tabela: Valores médios de coeficiente de película.

Da observação da tabela pode-se estabelecer algumas conclusões:

- Líquidos são mais eficazes que gases, para transferência de calor por convecção;
- Convecção forçada é mais eficaz que convecção natural;
- Uma substância em mudança de fase possui uma grande capacidade de troca de calor por convecção.

Esta última constatação explica o porquê de se utilizar uma substância em mudança de fase (o gás refrigerante) em um sistema de refrigeração. Uma grande capacidade de transferência de calor por convecção (isto é, um valor de h elevado) permite uma grande transferência de calor em uma área reduzida.

12.9 RESISTÊNCIA TÉRMICA CONVECTIVA

Por uma analogia similar à realizada com a equação da condução do calor, podemos definir uma resistência térmica convectiva:

$$R_{Conv} = \frac{1}{hA}$$

$\dot{Q}$ = Coeficiente de película -
 A = Área de transferência de calor - m^2

$KCal/m^2 K$

Observe que, quanto maior o coeficiente de transferência de calor por convecção, bem como quanto maior for a área de troca, teremos uma menor resistência térmica, ou, em outras palavras, uma maior facilidade para haver troca de calor.

12.10 RADIAÇÃO (LEI DE STEFAN-BOLTZMAN)

Radiação Térmica é o processo pelo qual calor é emitido ou absorvido através de um corpo sem o auxílio do meio interveniente, e em virtude de sua temperatura. Ao contrário dos outros dois mecanismos, a radiação ocorre perfeitamente no vácuo, não havendo, portanto, necessidade de um meio material para a colisão de partículas como na condução ou transferência de massa como na convecção.

Isto acontece porque a radiação térmica se propaga através de ondas eletromagnéticas de maneira semelhante às ondas de rádio, radiações luminosas, raios-X, raios- γ , diferindo apenas no comprimento de onda (λ). Este conjunto de fenômenos de diferentes comprimentos de ondas, representado simplificadaamente na figura 1.21, é conhecido como espectro eletromagnético.



A intensidade de radiação térmica depende da temperatura da superfície emissora. A faixa de comprimentos de onda englobados pela radiação térmica fica entre 0,1 e 100 μ ($1 \text{ m} = 10^{-6} \text{ m}$). Essa faixa é subdividida em ultravioleta, visível e infravermelha. O sol, com temperatura de superfície da ordem de 10000 °C emite a maior parte de sua energia abaixo de 3 μ , enquanto que um filamento de lâmpada, a 1000 °C, emite mais de 90 % de sua radiação entre 1 μ e 10 μ .

Toda superfície material, com temperatura acima do zero absoluto emite continuamente radiações térmicas, dessa forma pode-se definir o **poder de emissão** (E) que é a energia radiante total emitida por um corpo – $(KCal/h \text{ m}^2)$.

12.11 EMISSÃO E ABSORÇÃO DE RADIAÇÃO

O fluxo máximo de radiação emitido por um corpo à temperatura T é dado pela Lei de Stefan-Boltzmann:

$$E_b = \sigma T^4 \quad W/m^2$$

Onde:

T = Temperatura absoluta – K

σ = Constante de Stefan-Boltzmann $\rightarrow \sigma = 5,6697 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$

E_b = Emitância do corpo negro

Somente um radiador ideal, o chamado **corpo negro**, pode emitir radiação de acordo com a equação descrita acima. O corpo negro absorve toda radiação que nele incide, isto é, sua absorvidade é igual a 1 ($\alpha = 1$) e sua refletividade é nula ($r = 0$). Todo absorvente é bom emissor, assim o corpo negro, é um emissor ideal e sua emissividade é igual a 1 ($\varepsilon = 1$). Um corpo negro, independentemente do material com que é confeccionado, emite radiações térmicas com a mesma intensidade, a uma dada temperatura e para cada comprimento de onda. Daí decorre o uso do corpo negro para o estudo das radiações emitidas.

O fluxo de radiação emitido por um corpo real a uma temperatura absoluta T é sempre menor do que a emitância do corpo negro E_b e é dada por:

$$q = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4$$

Onde a emissividade ε fica entre zero e a unidade. Em todos os corpos reais, é sempre menor que a unidade.

O fluxo de radiação q_{inc} que incide num corpo negro é completamente absorvido por ele. Entretanto, se o fluxo de radiação q_{inc} incide sobre um corpo real, a energia absorvida q_{abs} pelo corpo é dada por:

$$q_{abs} = \alpha q_{inc}$$

Onde o poder de absorção α está compreendido entre zero e a unidade; em todos os corpos reais, α é sempre menor que a unidade. A absorvidade de um corpo é geralmente diferente da sua emissividade ε , entretanto, em muitas aplicações na prática admite-se, para simplificar a análise, $\alpha = \varepsilon$.

12.12 TROCA DE RADIAÇÃO



13. MEDIÇÃO DA ALTURA MANOMÉTRICA

A transferência de um fluido através de uma tubulação requer uma análise técnica da variação de suas propriedades (pressão, vazão, viscosidade, etc.). Na atividade de hidráulica, é analisado um Circuito (vide figura abaixo) dividido em parte PVC e de outra em ferro galvanizado, sendo ambos pressurizados através de uma bomba centrífuga. Para compor este estudo os circuitos são analisados através das medições registradas nos manômetros de pressão e através do mapeamento dos diversos tipos de conexões, válvulas e acessórios.

13.1 OBJETIVO:

- Serão realizadas medições em 10 condições distintas:
- 1. Circuito simples, sendo o fluido succionado do reservatório inferior e seu descarte feito logo após o primeiro manômetro (reservatório superior).
- 2. Com o fluido sendo succionado do reservatório superior e seu descarte sendo feito no próprio reservatório
- 3. Com o fluido sendo succionado do reservatório superior e seu descarte sendo feito no próprio reservatório, percorrendo o By-pass Frontal.
- 4. Com o fluido sendo succionado do reservatório superior e seu descarte sendo feito no próprio reservatório, percorrendo o By-pass Lateral Direito.
- 5. Com o fluido sendo succionado do reservatório superior e seu descarte sendo feito no próprio reservatório, percorrendo o By-pass Lateral Esquerdo.
- 6. Com o fluido sendo succionado do reservatório inferior e seu descarte sendo feito no reservatório superior, percorrendo o By-pass Frontal.
- 7. Com o fluido sendo succionado do reservatório inferior e seu descarte sendo feito no reservatório superior, percorrendo o By-pass Lateral Esquerdo.
- 8. Com o fluido sendo succionado do reservatório inferior e seu descarte sendo feito no reservatório superior, percorrendo o By-pass Lateral Direito.
- 9. Com o fluido sendo succionado do reservatório inferior e seu descarte sendo feito no reservatório superior, percorrendo toda e somente as instalações de PVC.

10. Com o fluido sendo succionado do reservatório inferior e seu descarte sendo feito no próprio reservatório, percorrendo toda e somente as instalações de PVC.
11. Com o fluido sendo succionado do reservatório inferior e seu descarte sendo feito no próprio reservatório, percorrendo toda e somente as instalações de ferro galvanizado.
12. Com o fluido sendo succionado no reservatório inferior e seu descarte sendo feito no próprio reservatório, percorrendo todo o circuito hidráulico (PVC e Ferro Galvanizado) com exceção de (a).

13.2 MEDIÇÃO DE VAZÃO DO CIRCUITO:

13.2.1 GALONAGEM

A medição de vazão será feita tendo como base o volume do fluido que chega ao reservatório superior e o tempo que o mesmo leva para isso.

13.2.2 TUBO DE VENTURI

O Tubo de Venturi é um equipamento que indica a variação de pressão de um fluido em escoamento em regiões com áreas transversais diferentes. Onde a área é menor, haverá maior velocidade, assim a pressão será maior. Por meio da diferença de pressão é possível calcular a velocidade do fluido e a vazão sucessivamente, utilizando a equação de Bernoulli. Vejamos abaixo a dedução dessa fórmula:

Sendo, “K” o coeficiente de perda de carga, “Q” a vazão, “V” a velocidade nos pontos 1 e 2, “A” a área nos pontos 1 e 2, “g” a gravidade e “P” a pressão nos pontos 1 e 2, temos:

$$\begin{aligned}
 P_1 + \frac{V_1^2}{2g} &= P_2 + \frac{V_2^2}{2g} + K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \\
 Q_1 &= Q_2 = Q \\
 Q &= V \cdot A \\
 V_1 \cdot A_1 &= V_2 \cdot A_2 \\
 \frac{A_2}{A_1} &= \frac{V_1}{V_2} \rightarrow \frac{\frac{\pi D_2^2}{4}}{\frac{\pi D_1^2}{4}} = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow V_1 = \frac{V_2 D_2^2}{D_1^2}
 \end{aligned}$$

$$P_1 + \frac{V_2^2}{2g} \cdot \left(\frac{D_2^4}{D_1^4} \right) = P_2 + \frac{V_2^2}{2g} + K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right)$$

$$P_1 - P_2 = \frac{V_2^2}{2g} + K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \cdot \left(\frac{D_2^4}{D_1^4} \right)$$

$$P_1 - P_2 = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4} \right)$$

Com isso, obtemos as seguintes equações:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{1 + K - \frac{D_2^4}{D_1^4}}} \rightarrow Q = \frac{V_2 \pi D_2^2}{4} \rightarrow V_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2}$$

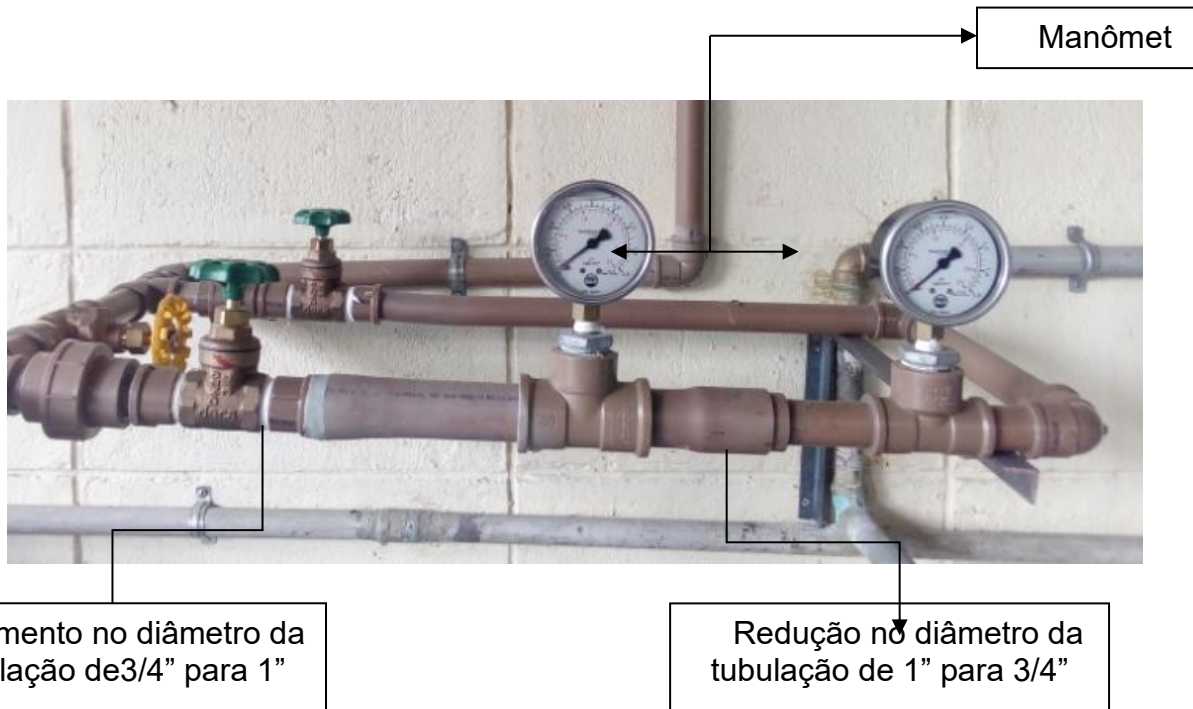
Podemos observar que a partir do cálculo da velocidade no segundo trecho é possível encontrarmos a vazão e em seguida a velocidade no primeiro trecho.

Para entendermos melhor, vejamos na prática alguns exemplos dessa ferramenta:

Exemplo 1:

- O mecanismo abaixo foi desenvolvido para que pudesse ser calculada a vazão em massa do circuito de forma mais precisa. Tal equipamento indica a variação de pressão de um fluido em escoamento em regiões com áreas transversais diferentes. O mesmo consiste num tubo com uma constrição (estreitamento) a meio do seu comprimento. A constrição causa uma queda da pressão do fluido que se desloca no tubo. Indicadores de pressão, ligados aos tubos dispostos nos diferentes diâmetros, permitem medir a variação de pressão, que é utilizada para medir a velocidade de escoamento do fluido. Onde a área é menor, haverá maior velocidade, assim a pressão será maior. Por meio da diferença de pressão é possível calcular a velocidade do fluido e a vazão sucessivamente, utilizando a equação de Bernoulli. Com a utilização de válvulas esféricas é possível isolar a parte em que foi adicionada o Tubo de Venturi do restante do circuito, valendo-se da mesma somente ao calcular velocidade e vazão do fluido.

Na imagem abaixo é possível observar os pontos de medição de pressão além das reduções existentes.



Abaixo, foram realizadas algumas medições desse circuito:

	posição 1		posição 1	posição 2		posição 2
	mano (PSI)			mano		
	antes	depois		antes	depois	
1	2	8,5	6,5	1	8	7
2	0	8,5	8,5	0	8,5	8,5
3	1	8,5	7,5	0	8	8
4	0	9	9	0	9	9
5	1	8,5	7,5	0	9	9
			Média=			8,3

Esses valores foram encontrados a partir de verificações de pressões feitas nos manômetros utilizando o bypass do sistema, onde está localizado o tubo de Venturi. Como pode ser observado, foram feitas 5 verificações e calculada a média para as pressões marcadas no manômetros para as posições 1 e 2.

Após calcularmos a média obtivemos os resultados em PSI e devemos passar o mesmo para metros coluna de água (mca).

Obs.: Convertemos para pascal, multiplicando por 6894,3. E em seguida pra mca multiplicando esse resultado por 0,000102.

$$P1 = 5,48510508 \text{ mca}$$

$$P2 = 5,83671438 \text{ mca} \quad \Delta p = 0,3516093$$

Tendo feito isso, aplicamos a dedução para encontrarmos a velocidade no segundo trecho, com a ciência de que $D1 (1") = 0,025\text{m}$ e $D2 (3/4") = 0,019\text{m}$.

O coeficiente de perda de carga “K” é obtido através da divisão do diâmetro na primeira parte do tubo de Venturi pelo diâmetro na segunda parte do tubo, logo:

$$K = D_1/D_2 = 1,31578947$$

A partir dessa operação é observado na tabela o valor referente a essa divisão. Caso não haja um valor exato, é preciso fazer uma interpolação entre dois resultados.

Perdas de carga nas reduções bruscas de seção

D/d	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0	4,0	5,0	10,0	∞
K	0,15	0,25	0,34	0,38	0,41	0,44	0,46	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,50

Com isso, interpolamos os resultados entre 1,2 e 1,4 e obtemos 0,29.

Depois de encontrarmos todas as variáveis para podermos calcular V2, calculamos essa velocidade, obtendo 2,684376 m/s. Assim, podemos calcular a vazão e obter 0,000761 m³/s e convertendo a unidade 2,739958 m³/h.

Exemplo 2:

- O Tubo de Venturi ilustrado abaixo fora desenvolvido para que pudesse ser medido o diferencial de pressão por meio dos manômetros e dessa forma, calculada a velocidade e a vazão do circuito com precisão em um coletor de lixo de alta pressão. Veja abaixo os cálculos realizados a partir das pressões registradas:



P1= 21,5bar

P2=20bar

Δp=1,5bar

Obs.: Convertemos para pascal, multiplicando por 6894,3. E em seguida pra mca multiplicando esse resultado por 0,000102. Dessa forma, obteremos o seguinte Δp:

$$\Delta p = 15,3 \text{ mca}$$

Os diâmetros em metros dos tubos utilizados foram:

$$D1 = 0,025 \text{ m}$$

$$D2 = 0,012 \text{ m}$$

O coeficiente de perda de carga “k” é obtido através da divisão do diâmetro na primeira parte do tubo de Venturi pelo diâmetro na segunda parte do tubo. Logo:

$$K = D1/D2 = 2,083333333$$

A partir dessa operação é observado na tabela o valor referente a essa divisão. Caso não haja um valor exato, é preciso fazer uma interpolação entre dois resultados.

Perdas de carga nas reduções bruscas de seção														
	D/d	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0	4,0	5,0	10,0	∞
	K	0,15	0,25	0,34	0,38	0,41	0,44	0,46	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,50

Depois de encontrarmos todas as variáveis para podermos calcular V2, calculamos essa velocidade, obtendo 14,65919m/s. Assim, podemos calcular a vazão e obter 0,001658m³/s e convertendo a unidade 5,968321m³/h ou ainda 99,47 l/min.

13.3 DETERMINAÇÃO DO AMT DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O RESERVATÓRIO SUPERIOR PVC;



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			
Cotovelo de 90°			

União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Válvula de Pé com Crivo			



Apostila de FENTRAN Experimental

Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.4 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO PVC;



em

linear
Medir
parte de
recalque
separadamente.

1. Medição
metros do
comprimento
do circuito:
com a trena a
sucção e de

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			
Cotovelo de 90°			
União			



Apostila de FENTRAN Experimental

Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			

Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.5 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO PELO BYPASS FRONTAL PVC;



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			
Cotovelo de 90°			

União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Válvula de Pé com Crivo			



Apostila de FENTRAN Experimental

Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.6 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL DIREITO PVC;



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			



Apostila de FENTRAN Experimental

Cotovelo de 90°			
União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			

Tê de passagem direta			
Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.7 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO SUPERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL ESQUERDO PVC;



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			

Cotovelo de 90°			
União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			



Apostila de FENTRAN Experimental

Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.8 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O SUPERIOR, PASSANDO PELO BYPASS FRONTAL PVC;



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			



Apostila de FENTRAN Experimental

Cotovelo de 90°			
União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			

Tê de passagem direta			
Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.9 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O SUPERIOR, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL ESQUERDO PVC;



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			

Cotovelo de 90°			
União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			



Apostila de FENTRAN Experimental

Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.10 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O SUPERIOR, PASSANDO PELO BYPASS LATERAL DIREITO PVC;



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			



Apostila de FENTRAN Experimental

Cotovelo de 90°			
União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Redução			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
União			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			

Tê de passagem direta			
Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.11 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA ATÉ O RESERVATÓRIO SUPERIOR, PASSANDO POR TODO O CIRCUITO DE PVC;



Obs.: A partir da vazão do sistema calculada na aula anterior, aplicaremos o mesmo conceito para este caso.

1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			
Cotovelo de 90°			
União			
Redução			
Tê de passagem direta			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula controladora de fluxo			
União			
Redução			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			



Apostila de FENTRAN Experimental

Tê de passagem direta			
Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.12 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO RESERVATÓRIO INFERIOR ATÉ O MESMO, PASSANDO POR TODO O CIRCUITO DE PVC;



Obs.: A partir da vazão do sistema calculada na aula anterior, aplicaremos o mesmo conceito para este caso.

1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios



Apostila de FENTRAN Experimental

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			
Cotovelo de 90°			
União			
Redução			
Tê de passagem direta			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

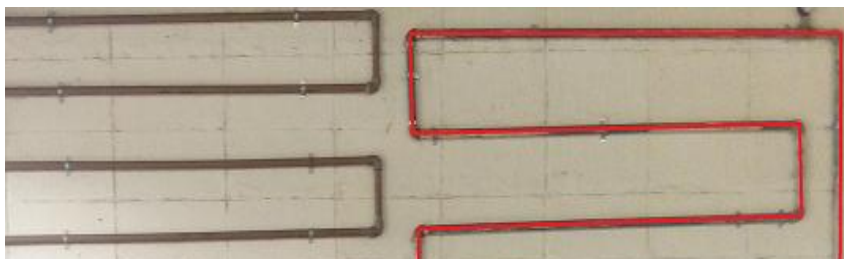
Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula controladora de fluxo			
Redução			

Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90°			
Manômetro			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

13.13 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA PASSANDO PELO TUBO DE FERRO GALVANIZADO, RETORNANDO PARA O RESERVATÓRIO INFERIOR;





Apostila de FENTRAN Experimental

Obs.: A partir da vazão do sistema calculada na aula anterior, aplicaremos o mesmo conceito para este caso.

1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			

Tê de saída lateral			
Joelho de 90°			
União			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Redução			
Tê de passagem direta (metal)			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Cotovelo de 90° (metal)			
Entrada de reservatório			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta (PVC)			
Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral (PVC)			
Válvula Esférica (PVC)			
		PCr=	



Apostila de FENTRAN Experimental

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm^2):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

**13.14 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA PASSANDO EM AMBAS
ASTUBULAÇÕES EM PVC E FERRO GALVANIZADO E RETORNANDO
PARA O RESERVATÓRIO INFERIOR**



1. Medição em metros do comprimento linear do circuito:

Medir com a trena a parte de sucção e de recalque separadamente.

2. Perda de carga na parte de sucção:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Observação: Avaliar nas tabelas abaixo quais acessórios estão sendo utilizados e anular outros.

Acessórios	Quantidade	Comprimento por Unidade	Comprimento Total
Válvula controladora de fluxo			
Tê de saída lateral			
Cotovelo de 90°			
União			



Apostila de FENTRAN Experimental

Redução			
Tê de passagem direta			
Válvula de Sequencia			
Válvula de Retenção			
Válvula de Pé com Crivo			
		PCs =	

3. Perda de carga na parte do recalque:

Listar as perdas de carga dos acessórios

Acessórios	Quantidade	Perda de carga por Unidade	Perda de Carga Total
Válvula Esférica PVC			
Redução			
Tê de saída lateral PVC			
Válvula de Retenção			
Cotovelo 90° PVC			
Manômetro			
Válvula Direcional			
Tê de passagem direta PVC			
Válvula de Pé com Crivo			
Tê de saída lateral			
Válvula Esférica			
Cotovelo 90° (metal)			
Tê de passagem direta (metal)			
Redução (parte metal)			
		PCr=	

4. Cálculo da Altura Manométrica Total (KgF/cm²):

AMT= Altura (sucção) + Altura (recalque) + Perda de carga total

