

Universidade de Caxias do Sul

Gustavo Rodrigo Kerkhoff Assmann

**PROJETO DE EQUIPAMENTO PARA PRODUÇÃO DE  
POLIURETANOS TERMOPLÁSTICOS EM PEQUENA ESCALA**

Caxias do Sul

2017



**Universidade de Caxias do Sul**

**Gustavo Rodrigo Kerkhoff Assmann**

**PROJETO DE EQUIPAMENTO PARA PRODUÇÃO DE  
POLIURETANOS TERMOPLÁSTICOS EM PEQUENA ESCALA**

Relatório apresentado como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do curso de Engenharia de Controle e Automação, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia na Universidade de Caxias do Sul.

Orientador: Prof. Dr. Julio Cesar Ceballos Aya

**Caxias do Sul**

**2017**

Assmann, Gustavo

PROJETO DE EQUIPAMENTO PARA PRODUÇÃO DE POLIURETANOS TERMOPLÁSTICOS EM PEQUENA ESCALA/ Gustavo Rodrigo Kerkhoff Assmann. – Caxias do Sul, 2017-

72 p. : il. ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Julio Cesar Ceballos Aya

Trabalho de Conclusão de Curso I – Universidade de Caxias do Sul, 2017.

1. Poliuretano Termoplástico. 2. TPU. 2. Bomba de Seringa. 3. Controle de Vazão. 4. PID Modificado. 5. Controle de temperatura. I. Dr. Julio Cesar Ceballos Aya. II. Universidade de Caxias do Sul. III. Centro de Ciências Exatas e Tecnologia. IV. Graduação em Engenharia de Controle e Automação.

**Gustavo Rodrigo Kerkhoff Assmann**

**PROJETO DE EQUIPAMENTO PARA PRODUÇÃO DE  
POLIURETANOS TERMOPLÁSTICOS EM PEQUENA ESCALA**

Relatório apresentado como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do curso de Engenharia de Controle e Automação, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia na Universidade de Caxias do Sul.

Trabalho aprovado em Caxias do Sul 27 de Junho de 2017

**Banca Examinadora**

---

**Prof. Dr. Julio Cesar Ceballos Aya**  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

---

**Prof. Me. Angelo Zerbetto Neto**  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

---

**Prof. Dr. Otávio Bianchi**  
Universidade de Caxias do Sul - UCS



## RESUMO

O desenvolvimento de materiais poliméricos como o poliuretano termoplástico (TPUs) enfrenta desafios em se tratando da produção de pequenas amostras, além disso, os métodos comumente utilizados para a síntese desses materiais não são ecologicamente amigáveis e também podem contribuir para a degradação das propriedades do material gerado. Nesse sentido, este trabalho traz uma proposta de equipamento, que baseado na aplicação de bombas de seringas associadas a um forno, propicia melhores condições à produção de TPUs em pequenas quantidades. Uma revisão bibliográfica de conceitos e componentes envolvidos no projeto foi realizada e também a modelagem matemática de partes relevantes ao controle de vazão e temperatura foi feita. Foram então sugeridos modelos de controle para a vazão e temperatura, e através dos softwares MATLAB<sup>®</sup> e Simulink<sup>®</sup>, tanto os modelos matemáticos, quanto os modelos de controladores foram implementados e simulados de acordo com supostas condições de aplicação do equipamento, sendo essas condições provenientes de uma amostra hipotética de TPU que teve suas características estudadas através de ensaios reológico também aqui presentes. Com base nesses estudos foi desenvolvido um projeto completo do equipamento onde todos os componentes que o integram foram definidos. Por fim iniciou-se o desenvolvimento de um protótipo, tendo sido a parte de controle de vazão desse testada e validada para a aplicação na produção de TPUs.

**Palavras-chave:** Poliuretano Termoplástico; TPU; Bomba de Seringa; Controle de Vazão; PID Modificado; Forno; Controle de Temperatura; Misturador Estático.





## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Reator em batelada . . . . .	13
Figura 2 – Extrusora reativa . . . . .	13
Figura 3 – Segmentos TPU . . . . .	17
Figura 4 – Exemplo de síntese de poliuretano . . . . .	17
Figura 5 – Exemplo de bomba de seringa . . . . .	19
Figura 6 – Modelo simplificado de seringa . . . . .	20
Figura 7 – Exemplo de mesa linear . . . . .	23
Figura 8 – Rosca trapezoidal . . . . .	23
Figura 9 – Motor de passo híbrido . . . . .	24
Figura 10 – Seção do motor híbrido . . . . .	24
Figura 11 – Circuito equivalente fase do motor . . . . .	25
Figura 12 – Corrente nas fases: exemplo 16 micropassos . . . . .	29
Figura 13 – Exemplo misturadores estáticos descartáveis . . . . .	31
Figura 14 – Parede composta . . . . .	33
Figura 15 – Circuito térmico equivalente . . . . .	37
Figura 16 – MDI . . . . .	40
Figura 17 – Poliálcool Poliéster . . . . .	40
Figura 18 – Controlador PID modificado aplicado ao motor de passo . . . . .	45
Figura 19 – PID modificado (reagente A) . . . . .	46
Figura 20 – PID modificado (reagente B) . . . . .	46
Figura 21 – Circuito térmico simplificado . . . . .	47
Figura 22 – Controlador PID aplicado ao modelo do forno . . . . .	47
Figura 23 – Simulação PID aplicado ao modelo do forno . . . . .	48
Figura 24 – Projeto mecânico das bombas de seringa . . . . .	53
Figura 25 – Projeto mecânico do forno . . . . .	57
Figura 26 – Projeto mecânico completo . . . . .	58
Figura 27 – Protótipo da bomba de seringa . . . . .	59
Figura 28 – Fluxograma do algoritmo do controlador . . . . .	61
Figura 29 – Resposta real do controlador PID modificado . . . . .	62
Figura 30 – Diagrama motor de passo híbrido . . . . .	69
Figura 31 – Diagrama drive micropassos . . . . .	69
Figura 32 – Controlador em malha aberta aplicado ao motor de passo . . . . .	70
Figura 33 – Controlador PID aplicado ao motor de passo . . . . .	70
Figura 34 – PID (reagentes) . . . . .	72
Figura 35 – PID ( $R1 - 1\mu m^3/s$ ) . . . . .	72



---

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Grandezas térmico-elétricas análogas . . . . .	37
Tabela 2 – Dados mesa linear IGUS <sup>®</sup> SHTP-01-12-150 . . . . .	43
Tabela 3 – Dados motor de passo IGUS <sup>®</sup> NEMA 17 . . . . .	44
Tabela 4 – Propriedades térmicas dos materiais . . . . .	55
Tabela 5 – Ensaio de vazão . . . . .	62
Tabela 6 – Efeito da variação dos ganhos PID $K_P$ , $K_I$ e $K_D$ . . . . .	71



## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO . . . . .	13
1.1	Objetivo Geral . . . . .	15
1.2	Objetivos Específicos . . . . .	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA . . . . .	17
2.1	Poliuretano Termoplástico . . . . .	17
2.1.1	Comportamento Reológico em Relação à Temperatura . . . . .	18
2.2	Bomba de Seringa . . . . .	19
2.2.1	Seringa . . . . .	20
2.2.2	Atuador Linear . . . . .	22
2.2.2.1	Mesa Linear . . . . .	22
2.2.2.2	Motor de passo . . . . .	23
2.2.2.3	Controle de Vazão . . . . .	26
2.2.2.4	Acionamento por Micropassos . . . . .	28
2.3	Misturador Estático . . . . .	30
2.4	Forno . . . . .	31
2.4.1	Isolamento Térmico . . . . .	33
2.4.2	Potência Elétrica . . . . .	34
2.4.3	Analogia Térmico-elétrica . . . . .	36
2.4.4	Controle de Temperatura . . . . .	38
3	SIMULAÇÕES E ENSAIOS . . . . .	39
3.1	Definições . . . . .	39
3.1.1	Hipótese de Amostra de TPU . . . . .	39
3.1.2	Ensaio Reológico . . . . .	40
3.1.3	Misturador Estático - Vazão . . . . .	42
3.1.4	Seringa - Avanço e Força . . . . .	42
3.1.5	Mesa Linear - Velocidade Angular e Torque . . . . .	42
3.1.6	Motor de Passo Híbrido . . . . .	43
3.2	Controlador da Bomba de Seringa . . . . .	44
3.3	Controlador de Temperatura . . . . .	46
4	PROJETO . . . . .	51
4.1	Bombas de seringa . . . . .	51
4.1.1	Projeto mecânico das bombas . . . . .	53
4.2	Forno . . . . .	54

4.2.1	Isolamento térmico . . . . .	54
4.2.2	Sistema de aquecimento . . . . .	55
4.2.3	Projeto mecânico do forno . . . . .	57
4.3	Projeto mecânico completo . . . . .	57
5	PROTÓTIPO E EXPERIMENTOS PRÁTICOS . . . . .	59
5.1	Controlador digital da bomba de seringa . . . . .	59
5.2	Ensaio de vazão . . . . .	61
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS . . . . .	63
	REFERÊNCIAS . . . . .	65
	ANEXO A – MODELOS SIMULINK . . . . .	69
	ANEXO B – CONTROLADOR PID APLICADO AO MOTOR DE PASSO . . . . .	71

## 1 INTRODUÇÃO

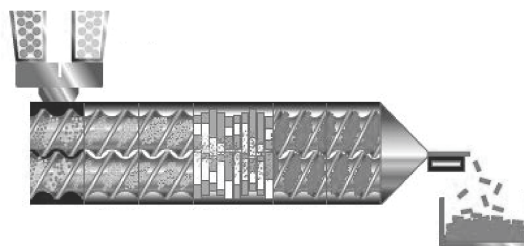
A arquitetura molecular e produção de novos materiais poliméricos é um constante desafio aos pesquisadores da área de polímeros. Parte disso deve-se à dificuldade em se estabelecer condições compatíveis com as utilizadas em arranjos industriais como em reatores em batelada ou extrusoras reativas, vide figuras 1 e 2. Para reações por tais vias, a utilização de pequenas quantidades de amostras – poucos gramas ou menos de um grama – muitas vezes não é possível. Diante disso, os pesquisadores acabam realizando testes de polimerização em solução. Embora essa quase sempre é a alternativa, acaba por não fidelizar as condições de processamento industriais. Outro inconveniente é que a remoção de solventes utilizados na síntese da solução nem sempre é fácil, resultando na contaminação e deterioração de propriedades finais do material produzido.

Figura 1 – Reator em batelada



Fonte: Navjyot<sup>®1</sup>

Figura 2 – Extrusora reativa



Fonte: Particles Ciencias<sup>®2</sup>

Reatores em batelada são vasos com misturadores de alto torque e caracterizam-se pela produção de uma quantidade pré-definida de material que depende da capacidade do reator e correta dosagem dos reagentes. Esse processo comumente necessita da utilização de solventes e apresenta limitações devido ao aumento de viscosidade da mistura em suas fases finais e necessidade de etapas de pós-reação. Outro ponto é que esse tipo de reator está geralmente associado à produção de grandes quantidades de material (WORSTELL, 2015).

Extrusoras reativas são equipamentos de produção contínua e caracterizam-se pelo emprego de roscas responsáveis pela mistura e conversão dos monômeros ao longo do barril de extrusão. Os reagentes utilizados nesse tipo de equipamento podem ir de gases, líquidos de qualquer viscosidade a até mesmo sólidos. Tais extrusoras possibilitam um controle preciso do processo e condições de reação, além de poderem gerar polímeros sem ou com pouca necessidade do uso de solventes (VERHOEVEN, 2006). Um ponto negativo desse tipo de equipamento é o seu preço elevado. Até mesmo equipamentos em pequena escala

<sup>1</sup> Disponível em: <<http://navjyot.co.in/index.html>> acessado em 28 de Setembro de 2016.

<sup>2</sup> Disponível em: <<http://www.particlesciences.com/news/technical-briefs/2011/hot-melt-extrusion.html>> acessado em 28 de Setembro de 2016.

são muito caros, o que se deve à tecnologia empregada em um modelo menor ser a mesma de um modelo em escala industrial. Outro ponto é a impossibilidade da preparação de pequenas amostras utilizando quantidades pequenas de reagentes, o que somado ao preço, inviabiliza seu uso na área de desenvolvimento de materiais poliméricos.

Nesse sentido, equipamentos que permitam a aproximação mais apurada das condições de processamento em comparação à extrusão reativa podem contribuir para a obtenção de polímeros com maior pureza. O controle das condições da reação como dosagem correta de acordo com a estequiometria, tempo de mistura e temperatura em que essa ocorre, é altamente desejável para a produção de polímeros com boas propriedades finais. Assim, a necessidade do desenvolvimento de equipamentos para esse fim torna-se crucial para o desenvolvimento de polímeros em pequena escala.

Outro ponto importante no desenvolvimento de materiais poliméricos é a possibilidade de se utilizar pequenas quantidades de monômeros nos testes de geração de polímeros, além da não utilização de solventes na sua produção. Tais condições contribuem para que os materiais gerados sejam ecologicamente amigáveis e possam ser utilizados em aplicações como na área médica e de alimentos.

Neste trabalho propõe-se o desenvolvimento de um equipamento para ser utilizado no processo de geração de polímeros livres de solventes. Esse equipamento, através do uso de controladores aplicados aos seus atuadores, visa proporcionar o controle de algumas das condições principais do processo de mistura de reagentes e sua polimerização. As condições são especificamente o controle das vazões dos reagentes – quantidades desses para o controle estequiométrico e tempo de passagem da mistura por um misturador estático – e o controle da temperatura na qual ocorrerá a mistura. Busca-se a aplicação específica do equipamento na produção de poliuretanos termoplásticos (TPU) de forma similar ao processo de extrusão reativa com a utilização de reagentes líquidos.



## 1.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolvimento de um dispositivo para geração de pequenas amostras de polímeros livres de solventes. Esse dispositivo basicamente realizará a injeção de dois reagentes, em uma dada temperatura e determinadas quantidades, em um misturador onde a vazão, ou seja, o tempo de reação será controlado.

O dispositivo consistirá em um forno com temperatura controlada associado à duas bombas de seringa com vazões controladas de forma independente e acopladas a um misturador estático de fluidos.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

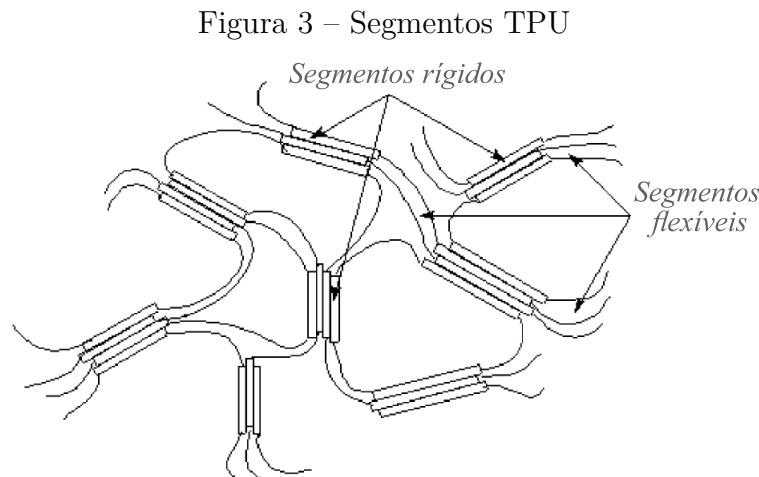
- Revisão bibliográfica;
- Modelagem dinâmica de sistemas;
- Identificação e validação de sistemas;
- Definição de atuadores e sensores adequados ao projeto;
- Projeto de um controlador de vazão para bombas de seringa;
- Projeto de um controlador de temperatura para um forno;
- Projeto mecânico e dimensionamento de bombas de seringa;
- Projeto mecânico e dimensionamento de um forno;
- Implementação e validação de um protótipo.



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 POLIURETANO TERMOPLÁSTICO

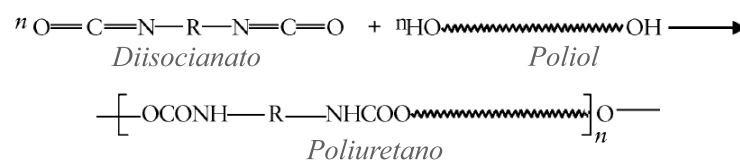
Os poliuretanos termoplásticos (TPU) pertencem à classe dos elastômeros termoplásticos. O TPU é um polímero de engenharia formado por segmentos flexíveis (compostos por dióis de elevada massa molecular) e rígidos (formados de isocianatos e extensores de cadeia - normalmente um diol de baixa massa molecular), vide figura 3. Os TPUs têm a capacidade de se fundir sem que haja a degeneração de suas ligas uretânicas, o que lhes confere sua propriedade termoplástica, que é a capacidade de conformação e moldagem a uma dada temperatura. (VILAR, 1999).



Fonte: Ionescu (2005), editado pelo autor, 2016

O processo de polimerização, conhecido como polimerização em etapas, que dá origem aos TPUs está fundamentalmente baseado na reação química de unidades estruturais, conhecidas como monômeros, e ocorrência de ligações entre os grupos funcionais hidroxila (OH) e isocianato (NCO), o que pode ser visto na figura 4 (IONESCU, 2005).

Figura 4 – Exemplo de síntese de poliuretano



Fonte: Ionescu (2005), editado pelo autor, 2016

Os polióis, quando bifuncionais contêm dois grupos OH, esses compostos podem ser utilizados na síntese de TPUs tanto na geração de segmentos flexíveis (dióis de elevada

massa molecular) quanto na geração de segmentos rígidos (dióis de baixa massa molecular atuando como extensores de cadeia). A escolha da extensão e massa molecular desses compostos tem grande efeito no estado físico e propriedades elastoméricas dos materiais gerados (PRISACARIU, 2011).

Os diisocianatos são moléculas que contêm dois grupos NCO, sendo eles os componentes essenciais na síntese de poliuretanos. Desses compostos se originam os segmentos rígidos existentes nos TPUs, podendo ser formados por isocianatos aromáticos, que são mais reativos, ou isocianatos alifáticos, que são menos reativos (PRISACARIU, 2011).

Os TPUs são geralmente produzidos pela reação de diisocianato de difenilmetano (MDI) com um diol poliéter ou diol poliéster de cadeia linear. A fabricação em grande escala utiliza processos contínuos – como extrusão reativa – onde as matérias-primas são misturadas, reagem e se solidificam. Os TPUs são comercializados em grânulos para depois serem processados por técnicas como injeção, extrusão e sopro (VILAR, 1999).

Devido às suas propriedades, os TPUs são muito utilizados em vários ramos da indústria como partes automotivas, calçados, mangueiras e tubos, eletroeletrônica, laminação de filmes e folhas, entre outros. As principais características que tornam seu uso atrativo segundo Vilar (1999) são:

- Alta resiliência e flexibilidade;
- Resistência ao envelhecimento;
- Tolerância a largas variações de temperatura;
- Resistência à abrasão, rasgo e quebra;
- Resistência a óleos, graxas, hidrólise e ataques microbiológicos;
- Baixa permeabilidade ao ar;
- Disponibilidade em variados graus de dureza;
- Possibilidade de transparência, pigmentação e pintura.

### 2.1.1 COMPORTAMENTO REOLÓGICO EM RELAÇÃO À TEMPERATURA

Uma característica importante para a determinação das condições de produção de poliuretanos é a relação entre a temperatura e a viscosidade dos monômeros utilizados como reagentes (HASEEBUDDIN et al., 1996). Conforme Barnes (2000), a viscosidade de líquidos tende a diminuir à medida que a temperatura aumenta. Essa dependência pode ser expressa pela equação de Andrade para fluidos newtonianos:

$$\log_{10} \mu = A + \frac{B}{T}, \quad (2.1)$$

em que  $\mu$  é a viscosidade,  $T$  é a temperatura absoluta e  $A$  e  $B$  são constantes relativas a substância, podendo  $B$  ser expresso como a razão entre a energia de ativação para o fluxo viscoso  $E$  e a constante universal dos gases  $R = 8,31J/mol \cdot K$ . Para fluidos viscosos os valores  $A = -10$  e  $B = 3000K$  são sugeridos.

## 2.2 BOMBA DE SERINGA

Existem diversas formas de geração da vazão de um líquido, e geralmente dispositivos utilizados para isso são os conhecidos como bombas hidráulicas. Essas bombas são capazes de converter energia mecânica em energia hidráulica, o que é feito pela promoção de diferença de pressão nos líquidos. Entre as bombas hidráulicas, alguns modelos se destacam pela capacidade de geração de vazões muito baixas, como a bomba peristáltica e a bomba de seringa.

Bombas peristálticas são dispositivos que, através de um tubo flexível pressionado periodicamente por um dispositivo rotativo de roletes, transportam fluidos em vazões pequenas e de forma pulsada, podendo essa vazão ser ininterrupta dependendo do arranjo de entrada de fluido utilizado (JAFFRIN; SHAPIRO, 1971). Tais dispositivos são muito utilizados na área médica para perfusão contínua de medicamentos.

Bombas de seringas são dispositivos que, por ação de um atuador linear associado ao êmbolo de uma seringa, promovem o transporte contínuo de fluidos com pequenas vazões e grande precisão, sendo o volume entregue limitado ao tamanho da seringa utilizada. Devido a essas características, tais bombas são muito utilizadas em sistemas de perfusão de medicamentos (WEISS et al., 2010), eletrofação (JI et al., 2006) e microfluídica (XU et al., 2012). Um exemplo desse tipo de bomba pode ser visto na figura 5.

Figura 5 – Exemplo de bomba de seringa



Fonte: Cole-Palmer<sup>®1</sup>

Ambos modelos de bombas são adequados no que se refere a precisão e baixa vazão necessárias a este trabalho, porém, a característica pulsada da vazão promovida pelas bombas peristálticas poderia dificultar o processo de mistura dos reagentes, o que

<sup>1</sup> Disponível em: <[http://www.coleparmer.com/Product/Cole\\_Palmer\\_Syringe\\_Pump\\_Infusion\\_Only\\_Touchscreen\\_Control\\_74905\\_02/EW-74905-02](http://www.coleparmer.com/Product/Cole_Palmer_Syringe_Pump_Infusion_Only_Touchscreen_Control_74905_02/EW-74905-02)> acessado em 15 de Novembro de 2016.

desqualifica o seu uso. Dessa forma, optou-se pela bomba de seringa para ser o dispositivo responsável pela vazão dos reagentes envolvidos na produção dos TPUs. Como serão utilizados sempre dois reagentes no processo de produção, será necessário o uso de duas dessas bombas do mesmo modelo. Essa seção é dedicada a explicar do que é constituído esse dispositivo, seu funcionamento e a técnica de controle a ele empregada.

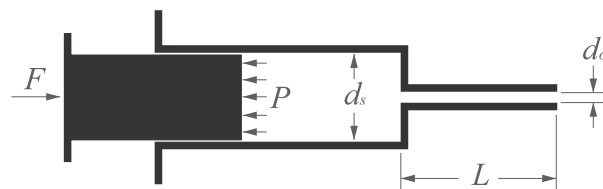
### 2.2.1 SERINGA

Um dos objetivos deste trabalho é o controle de vazão de seringas. Para tanto, é necessária a modelagem matemática de um sistema de seringa visando relacionar a força de impulso necessária para impelir o êmbolo com um avanço que promova a vazão esperada.

Conforme Chen, Schoenau e Zhang (2000) – que modelou um sistema similar, no qual se baseou Saidi, Ouni e Benrejeb (2010) – com as devidas adaptações, pode-se chegar a uma relação da força exercida no êmbolo de uma seringa com sua vazão conforme as necessidades deste trabalho. A figura 6 ilustra esse modelo matemático, o qual pode ser desenvolvido sob algumas hipóteses:

- O fluido contido na seringa é incompressível e newtoniano (tem viscosidade constante para diferentes taxas de cisalhamento);
- O escoamento do fluido na seringa e tubulação é laminar, constante e está em regime permanente;
- Não há vazamento de fluido entre o êmbolo e as paredes da seringa nem em seu acoplamento com a tubulação;
- O diâmetro interno da seringa é sempre muito maior do que o diâmetro do tubo por onde sai o fluido.

Figura 6 – Modelo simplificado de seringa



Fonte: Elaborado pelo autor, 2016

A equação da força aplicada ao êmbolo pode ser expressa conforme:

$$F = PS , \quad (2.2)$$

em que  $F$  é a força aplicada,  $P$  é o balanço de pressões exercidas sobre o êmbolo da seringa:

$$P = P_s + P_a - P_o , \quad (2.3)$$

sendo  $P_s$  a pressão no corpo da seringa,  $P_a$  a pressão atmosférica e  $P_o$  a pressão na tubulação de saída, e  $S$  é a seção interna da seringa:

$$S = \frac{\pi d_s^2}{4}, \quad (2.4)$$

sendo  $d_s$  o diâmetro interno da seringa.

Assim, a equação 2.2 pode ser reescrita como:

$$F = (P_s + P_a - P_o) \left( \frac{\pi d_s^2}{4} \right). \quad (2.5)$$

O balanço energético desse sistema pode ser deduzido conforme a lei de conservação de energia pela equação de Bernoulli para fluidos incompressíveis:

$$\frac{P_s}{\rho} + h_1 g + \frac{V_1^2}{2\alpha_1} = \frac{P_o}{\rho} + h_2 g + \frac{V_2^2}{2\alpha_2} + \sum K, \quad (2.6)$$

em que  $V_1$  e  $V_2$  são as velocidades de escoamento do fluido na seringa e na tubulação de saída respectivamente,  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  são os fatores (adimensionais) de correção da energia cinética no corpo da seringa e na tubulação de saída respectivamente,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $g$  é a aceleração da gravidade,  $h_1$  e  $h_2$  são alturas relativas a um referencial qualquer e  $\sum K$  é o somatório das perdas por atrito no corpo da seringa e na tubulação de saída.

As perdas por atrito  $\sum K$  conforme Chen, Schoenau e Zhang (2000) estão predominantemente associadas à tubulação de saída e podem ser descritas por:

$$\sum K = \frac{\Delta P}{\rho} + K_c \frac{V_2^2}{2}, \quad (2.7)$$

em que  $\Delta P$  é a queda de pressão devido ao atrito e  $K_c$  é o fator (adimensional) de correção de perda. O primeiro termo dessa equação representa a energia necessária para vencer o atrito na tubulação e o segundo termo representa outras perdas menores.

Conforme Chen (2002), a vazão de um fluido newtoniano em escoamento laminar por uma tubulação pode ser descrita pela equação de Poiseuille. Dessa equação pode-se isolar a queda de pressão  $\Delta P$  em função da vazão na tubulação de saída:

$$\Delta P = \frac{128\mu L Q}{\pi d_o^4}, \quad (2.8)$$

em que  $Q$  a vazão de saída da seringa,  $\mu$  a viscosidade do fluido e  $L$  e  $d_o$  o comprimento e o diâmetro da tubulação de saída respectivamente. Outra relação conveniente é a expressão da velocidade de escoamento  $V_2$  em função da vazão:

$$V_2 = \frac{4Q}{\pi d_o^2}. \quad (2.9)$$

Como a área da seção da seringa é sempre muito maior que a área da seção da tubulação de saída, a velocidade de escoamento  $V_1$  é desprezível e o termo  $\frac{V_1^2}{2\alpha_1}$  da equação

2.6 pode ser eliminado. Outra simplificação possível na equação 2.6 é a eliminação dos termos  $h_1g$  e  $h_2g$ , pois com a seringa disposta horizontalmente,  $h_1$  e  $h_2$  são iguais, o que torna nula a influência da força gravitacional no sentido de escoamento.

Através das equações 2.8, 2.7 e 2.9, a equação 2.6 pode ser reescrita e obtém-se a pressão no corpo da seringa em função da vazão:

$$P_s = P_o + \frac{8\rho Q^2}{\alpha_2 \pi^2 d_o^4} + \frac{128\mu LQ}{\pi d_o^4} + \frac{8\rho K_c Q^2}{\pi^2 d_o^4}. \quad (2.10)$$

Como é considerado nesse caso, e conforme sugerido em Chen, Schoenau e Zhang (2000), para fluidos newtonianos  $\alpha_2$  assume o valor de 0,5 e  $K_c$  o valor de 0,23.

Enfim, através da equação 2.10, a equação 2.5 pode ser reescrita, chegando-se à equação que modela a força necessária a ser aplicada ao êmbolo em função da vazão da seringa:

$$F = \left( \frac{16\rho Q^2}{\pi^2 d_o^4} + \frac{128\mu LQ}{\pi d_o^4} + \frac{8\rho K_c Q^2}{\pi^2 d_o^4} + P_a \right) \left( \frac{\pi d_s^2}{4} \right). \quad (2.11)$$

Nessa substituição, a pressão da tubulação de saída  $P_o$  acaba convenientemente sendo anulada o que torna sua dedução desnecessária.

## 2.2.2 ATUADOR LINEAR

Atuadores lineares são largamente utilizados em diversos equipamentos para o controle de posição. Esses dispositivos geralmente são divididos em atuadores hidráulicos – que atuam por efeito de diferenças de pressão e são geralmente empregados para movimentação de cargas pesadas – e atuadores eletromecânicos – que se baseiam em motores elétricos associados a sistemas de transmissão mecânicos (SCLATER, 2011).

Por demandas como carga e precisão, e levando-se em conta o que é mais utilizado nas bombas de seringa disponíveis no mercado<sup>2</sup>, o atuador identificado como mais adequado para executar o movimento do êmbolo da seringa é o do tipo eletromecânico. O modelo de atuador escolhido consiste basicamente em uma mesa linear movida por um fuso, além de um motor a ela acoplado para o acionamento desse fuso.

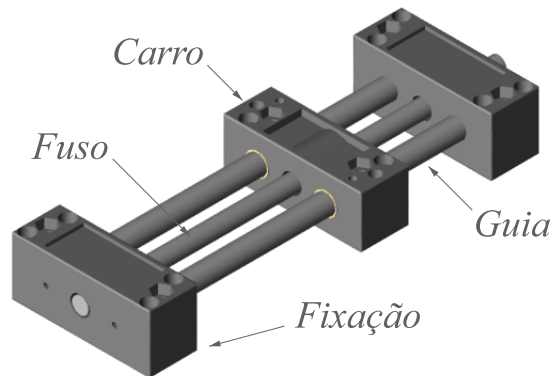
### 2.2.2.1 MESA LINEAR

A mesa linear é um sistema de transmissão mecânico capaz de converter movimento rotativo aplicado a um fuso, em movimento linear desenvolvido por uma parte móvel chamada de carro, conforme mostra a figura 7. Esse tipo de dispositivo tem seu princípio de funcionamento baseado na capacidade de um parafuso transmitir movimento a uma carga acoplada a uma porca, o que na área de projeto de máquinas é conhecido como parafuso de potência ou parafuso de avanço (NORTON, 2013).

<sup>2</sup> Exemplos vistos em: <<http://www.coleparmer.com/>> e <<http://www.syringepump.com/>>, acessados em 26 de Novembro de 2016.



Figura 7 – Exemplo de mesa linear

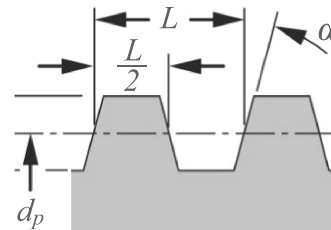


Fonte: Iigus<sup>®3</sup>, editado pelo autor, 2016

De acordo com Norton (2013) a relação do torque aplicado a um fuso de rosca trapezoidal, vide figura 8, com a força que esse exerce em uma porca pode ser modelada conforme:

Figura 8 – Rosca trapezoidal

$$T = \frac{Fd_p (\mu\pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)}, \quad (2.12)$$



Fonte: Norton (2013), editado pelo autor, 2016

em que  $T$  é o torque aplicado ao fuso,  $F$  é a força axial exercida na porca do carro,  $d_p$  é o diâmetro primitivo do fuso,  $L$  é o passo da rosca,  $\alpha$  é o ângulo radial da rosca e  $\mu$  é o coeficiente de atrito entre a porca e o fuso. Essa equação desconsidera a parcela de torque requerida para vencer o atrito dos rolamentos de fixação do fuso e das guias do carro, uma idealização que não prejudica seu uso no âmbito deste trabalho.

### 2.2.2.2 MOTOR DE PASSO

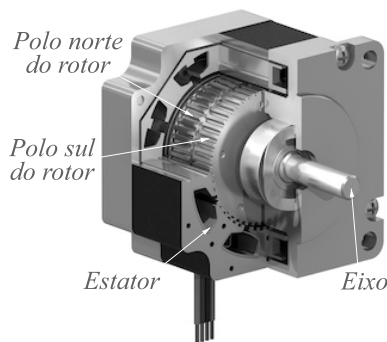
O acionamento da mesa linear, que compõe o atuador, depende do uso de um motor. Neste trabalho optou-se pelo uso de um motor de passo, escolha essa baseada nos requisitos de uma bomba de seringa, como alta precisão de posicionamento, operação em baixas velocidades e torque relativamente alto e variável. Além disso, motores de passo tem sido largamente utilizados em projetos semelhantes, o que pode ser observado em trabalhos como Wijnena et al. (2014), Dikondwar (2013) e Miraghaie et al. (2009).

O motor de passo é um dispositivo transdutor capaz de converter pulsos elétricos em incrementos precisos na posição angular do seu rotor. A grande maioria desses motores podem ser divididos em dois tipos básicos: motores de relutância variável e motores híbridos.

<sup>3</sup> Disponível em: <<http://www.igus-cad.com/default.aspx>> acessado em 07 de Novembro de 2016.

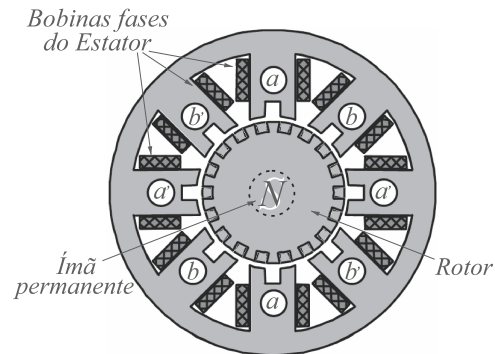
Motores de relutância variável não possuem um ímã permanente em seu rotor, assim, o campo magnético responsável pelo torque provém somente das correntes nos enrolamentos dos polos do estator. Motores híbridos por sua vez possuem uma combinação de enrolamentos nos polos de seu estator e um ímã permanente montado no rotor, sendo o campo magnético responsável pelo torque proveniente do ímã permanente e também das correntes que fluem pelos enrolamentos dos polos do estator, vide figuras 9 e 10 (ACARNLEY, 2002).

Figura 9 – Motor de passo híbrido



Fonte: Portescap<sup>®4</sup>, editado pelo autor, 2016

Figura 10 – Seção do motor híbrido



Fonte: Acarnley (2002), editado pelo autor, 2016

Em comparação com os motores de passo de relutância variável, os motores de passo híbridos possuem maior resolução de passo angular, maior capacidade de torque por volume de motor e maior eficiência, além de possuírem um torque de retenção (proveniente do ímã permanente) em caso de o motor estar desenergizado (ACARNLEY, 2002). Por essas características o motor de passo do tipo híbrido mostrou-se a opção mais adequada a este projeto.

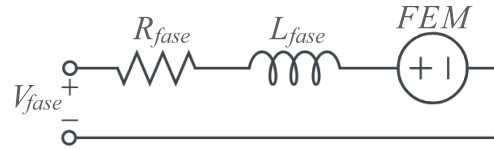
Na bomba de seringa, o avanço do êmbolo é diretamente proporcional à variação angular do eixo do motor responsável pelo acionamento da mesa linear, por isso, a modelagem dinâmica do motor é importante. Neste trabalho, o modelo dinâmico de motor de passo híbrido utilizado é uma abordagem clássica descrita em Kuo (1979) e Kenjo (1984), utilizada em vários trabalhos como Elksasy e Hesham (2010), Bendjedia et al. (2012) e Betin, Deloizy e Goedel (1999).

Esse modelo é não linear e consiste em equações diferenciais elétricas e mecânicas que descrevem as principais características de um motor de passo quando assumidas algumas hipóteses:

- A autoindutância das fases é constante e independe da posição do rotor;
- A indutância mútua entre as fases é nula;
- A saturação magnética e perdas são desconsideradas;
- O espaço livre entre rotor e estator é uniforme.

<sup>4</sup> Disponível em: <<http://www.motioncontroltips.com/hm-series-hybrid-stepper-motors-from-portescap/>> acessado em 18 de Novembro de 2016.

Figura 11 – Circuito equivalente fase do motor



Fonte: Elaborado pelo autor, 2016

As equações elétricas, conforme circuito da figura 11, são:

$$\frac{dI_a}{dt} = \frac{1}{L} (V_a - RI_a + K_m \omega \sin(N\theta)) , \quad (2.13)$$

$$\frac{dI_b}{dt} = \frac{1}{L} (V_b - RI_b - K_m \omega \cos(N\theta)) . \quad (2.14)$$

As equações mecânicas são:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (-K_m I_a \sin(N\theta) + K_m I_b \cos(N\theta) - K_v \omega - T_l) , \quad (2.15)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega , \quad (2.16)$$

em que  $I_a$ ,  $I_b$  e  $V_a$ ,  $V_b$  são correntes e as tensões nas fases  $a$  e  $b$  respectivamente,  $\omega$  é a velocidade angular,  $\theta$  é a posição angular,  $N$  é o número de polos magnéticos do rotor,  $L$  é a autoindutância,  $R$  é a resistência de uma fase,  $J$  é a inércia do rotor,  $K_v$  é o coeficiente de atrito viscoso,  $K_m$  é a relação torque vs. corrente e  $T_l$  é o torque da carga.

Para uma melhor análise desse sistema, e a fim de que sua complexidade matemática seja reduzida quanto às suas entradas e saídas, o que facilita sua implementação computacional, uma representação em espaço de estados pode ser utilizada (OGATA, 2010):

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases} , \quad (2.17)$$

sendo  $\dot{\mathbf{x}} = [\dot{I}_a \ \dot{I}_b \ \dot{\omega} \ \dot{\theta}]^T$ ,  $\mathbf{x} = [I_a \ I_b \ \omega \ \theta]^T$ ,  $\mathbf{u} = [V_a \ V_b]^T$  e  $\mathbf{y} = [\omega \ \theta]^T$ , assim, na forma matricial o modelo que descreve a dinâmica do motor é:

$$\begin{bmatrix} \dot{I}_a \\ \dot{I}_b \\ \dot{\omega} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & 0 & \frac{K_m \sin(N\theta)}{L} & 0 \\ 0 & -\frac{R}{L} & -\frac{K_m \cos(N\theta)}{L} & 0 \\ -\frac{K_m \sin(N\theta)}{J} & \frac{K_m \cos(N\theta)}{J} & -\frac{K_v}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{L} & 0 \\ 0 & \frac{1}{L} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ V_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{T_l}{J} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

$$\begin{bmatrix} \omega \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

### 2.2.2.3 CONTROLE DE VAZÃO

No processo de geração de TPUs, a correta dosagem dos reagentes de acordo com a estequiometria é um dos pontos-chave para que o material obtido corresponda às expectativas. Outro ponto importante é que os reagentes possam ser satisfatoriamente misturados, o que propicia um processo de polimerização mais adequado.

Na proposta de equipamento que será desenvolvido neste trabalho, a dosagem dos reagentes e o tempo de passagem da mistura pelo misturador são resultados da vazão das bombas de seringa. Nesse sentido o controle dessas vazões passa a ser um ponto crucial a ser abordado.

Na bomba de seringa, o componente que pode ter seu comportamento diretamente relacionado a vazão da seringa é o motor de passo. Se esse desenvolve uma rotação, a mesa linear traduz esse movimento em um deslocamento do êmbolo da seringa, o que por sua vez gera a vazão de seu conteúdo. Apesar de existirem erros associados a folgas mecânicas e não idealidades hidráulicas, pode-se chegar a uma relação entre a rotação do eixo do motor e a vazão. Por isso, o desenvolvimento do controlador terá como foco a velocidade e a posição angular do motor.

Entre as técnicas de controle aplicadas a motores de passo, a mais utilizada e conhecida, devido à sua simplicidade e baixo custo, é o controle em malha aberta. Essa técnica consiste em um circuito de controle que gera pulsos elétricos ao motor de passo, a fim de que esse, a partir de incrementos angulares na posição de seu eixo, atinja uma posição ou velocidade angular desejada. O controle desse sistema, é feito a partir da contagem dos pulsos enviados pelo controlador, o que é possível devido ao motor de passo realizar rotações incrementais precisas, conhecidas como passos (ACARNLEY, 2002).

No entanto, um bom desempenho desse tipo de controle depende da correta realização dos passos pelo motor, o que pode ser um problema. Motores de passo possuem uma limitação de aceleração em relação ao torque a eles aplicado, o que é conhecido como taxa de variação máxima de passos por torque. Se a aceleração do motor exceder essa taxa, a perda de passos pode ocorrer, o que inclui um erro de posição permanente no sistema. Como o controlador não possui nenhuma informação relativa à carga aplicada ao motor, é somente possível evitar a perda de passos, se sua ação de aceleração for limitada ao pior caso de carga associada à aplicação. Dessa forma, independente da carga, a dinâmica do sistema será sempre a mais lenta no regime transitório, que é quando o motor está acelerando ou desacelerando (ACARNLEY, 2002).

Como para este trabalho se faz necessário um controle preciso de vazão e volume dos reagentes, um controlador em malha aberta não se mostra a melhor opção. A possível perda de passos poderia comprometer o volume entregue, e mesmo que para evitar isso o controlador fosse projetado para o pior caso de carga, a característica lenta do regime

transitório poderia prejudicar a qualidade do processo de mistura, pois o sistema demoraria mais para chegar ao regime permanente, que é quando o motor desenvolve uma velocidade angular constante e a vazão correta de mistura é atingida.

Como alternativa ao controle em malha aberta, técnicas que levam em consideração informações provenientes da saída do motor – como a posição do eixo detectada por um sensor de realimentação – podem ser aplicadas. As técnicas de controle em malha fechada, como são conhecidas, consistem em retardar os pulsos de excitação enviados ao motor, até que esse cumpra com o incremento angular requerido pelas excitações anteriores, eliminando dessa forma a possibilidade de perda de sincronia (ACARNLEY, 2002). Sistemas de controle em malha fechada foram inicialmente aplicados a motores de passo por Fredriksen (1968) e Kuo (1974). Consistindo basicamente em sistemas liga e desliga, esses controladores eram projetados de maneira a atender a máxima carga aplicada ao motor, operando com um regime transitório lento. Tais sistemas, por serem sensíveis a mudanças de carga e terem comportamento oscilatório, podiam apresentar problemas de estabilidade, mas eram mais robustos se comparados aos modelos em malha aberta, apresentando vantagens quanto a precisão no posicionamento.

Diversas são as técnicas de controle em malha fechada que podem ser aplicadas para melhor se explorar as características de um motor de passo. Betin, Deloizy e Goeldel (1999) faz uma comparação entre controladores em malha fechada como PID (proporcional integral derivativo), STR (self tuning regulation ou regulação por auto ajuste) e lógica fuzzy, aplicados ao controle de velocidade de motores de passo. Nesse trabalho é demonstrado que a dinâmica e desempenho desses três modelos são quase as mesmas, tendo os controladores STR e lógica fuzzy apresentado a vantagem de serem menos sensíveis a perturbações de carga. Em paralelo, também são citados problemas de implementação prática. No caso do STR, é requerida uma grande quantidade de cálculos computacionais com ponto flutuante, o que demanda uma arquitetura de hardware mais complexa. No caso da lógica fuzzy, além de um hardware de controle mais complexo, também são necessárias memórias externas para o armazenamento de informações importantes ao funcionamento do algoritmo.

Em nível industrial, o tipo de controlador mais utilizado é o proporcional integral derivativo, conhecido como PID (JOHNSON; MORADI, 2005). O PID é um clássico modelo de controlador em malha fechada que se baseia nas características de ação dos três termos que o constituem: a ação proporcional  $P$  reduz o erro através de um ganho proporcional relativo ao sinal de saída; a ação integral  $I$  elimina o erro em regime permanente para uma entrada do tipo degrau através da integração, sem a necessidade de aplicação de um ganho proporcional excessivo; a ação derivativa  $D$  antecipa a eliminação do erro de acordo com sua taxa de variação a partir da derivação. Esses termos podem ser combinados, comumente como  $PI$ ,  $PD$  e  $PID$ , a fim de se obter a ação de controle desejada (OGATA, 2010).

Elksasy e Hesham (2010) trazem uma aplicação do controlador PID para motores de passo híbridos, fazendo um comparativo entre controle em malha aberta, PID tradicional e um modelo de PID modificado. Nesse trabalho são observados problemas de perda de estabilidade com o uso do PID tradicional, o que está relacionado à natureza não linear e oscilatória do motor de passo, comprovando a inviabilidade do uso de tal método. De forma alternativa, um controlador PID modificado – que consiste na associação entre ação em malha aberta e ação PID – é implementado, resultando na solução do problema de estabilidade apresentado com o PID tradicional. Esse PID modificado, em comparação com o controlador em malha aberta, apresenta uma substancial melhora do regime transitório, além da eliminação do erro em regime permanente devido a ação integral.

Pelos motivos citados acima, além da facilidade de implementação e menor complexidade de hardware, o modelo de controlador apresentado por Elksasy e Hesham (2010), chamado de PID modificado, foi escolhido como o mais adequado para aplicação no controle de vazão das bombas de seringa deste trabalho.

#### 2.2.2.4 ACIONAMENTO POR MICROPASSOS

O funcionamento de um motor de passo híbrido baseia-se na interação entre o campo magnético do ímã permanente de seu rotor e o campo magnético gerado pelas correntes que passam pelas bobinas das fases de seu estator. Essa interação ocorre quando o fluxo magnético, ao atravessar o pequeno espaço livre existente entre o rotor e o estator, exerce uma força de atração entre os polos magnéticos opostos do ímã e das bobinas, fazendo com que o espaço existente entre eles tenda a ser eliminado. Dessa forma, a posição angular do rotor fica relacionada ao fluxo magnético proveniente das bobinas do estator, e como esse fluxo é proporcional às correntes de excitação das bobinas, a posição do rotor pode ser controlada através das correntes das fases do motor (ACARNLEY, 2002).

Como pode ser visto nas figuras 9 e 10, o rotor de um motor de passo híbrido tem a forma de duas rodas dentadas sobrepostas, e em seu interior há um ímã permanente. Essa configuração faz com que cada uma dessas rodas represente um polo magnético, servindo os dentes como os caminhos de mais fácil passagem do fluxo magnético. Por isso, é o número de dentes presentes nas rodas dentadas do rotor que vai determinar a resolução angular, ou seja, o ângulo de passo do motor:

$$\theta_p = \frac{90}{N}, \quad (2.20)$$

em que  $\theta_p$  é o ângulo de passo do motor e  $N$  é o número de dentes do rotor.

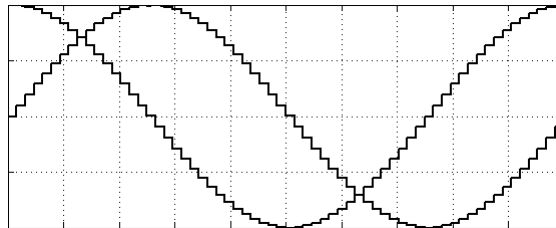
Com a posição do rotor sendo resultado das correntes de excitação aplicadas às fases, o acionamento do motor de passo se dá dependendo de como essas correntes são aplicadas. As formas de acionamento mais comuns de motores de passo são passo completo, meio passo e micropasso. Nas formas de acionamento em passo completo e meio passo,

o chaveamento das correntes nas fases é feito de forma síncrona, aplicando-se ou não o valor de corrente máxima (que depende da carga do motor) às bobinas de fase. Como os próprios nomes já sugerem, o ângulo de passo do motor nesses casos seguirá a equação 2.20 no modo passo completo, e será dividido pela metade no modo meio passo (YEDAMALE; CHATTOPADHYAY, 2002).

A forma de acionamento em micropassos, por sua vez, consiste na aplicação de frações da corrente máxima às bobinas das fases. Nesse caso, as formas de onda das correntes aplicadas são semelhantes a ondas senoidais, divididas em degraus de acordo com o número de micropassos desejados, e defasadas  $90^\circ$  entre si, o que pode ser visto na figura 12. Esse tipo de acionamento proporciona uma rotação mais suave em baixas velocidades e melhora a resolução angular do motor, já que o passo do motor é dividido pelo número de micropassos presentes na forma de onda da corrente (YEDAMALE; CHATTOPADHYAY, 2002). Uma relação importante quanto ao acionamento de um motor de passo é a que existe entre a frequência da forma de onda das correntes das fases e a velocidade angular desempenha pelo motor:

$$f_{fase} = \frac{\omega_{out}}{4\theta_p}, \quad (2.21)$$

Figura 12 – Corrente nas fases: exemplo 16 micropassos



Fonte: Elaborado pelo autor, 2016

em que  $f_{fase}$  é a frequência das tensões de entrada das fases do motor e  $\omega_{out}$  é a velocidade angular desejada para o motor.

Essa relação deve-se à defasagem existente entre as formas de onda das correntes, pois quando uma fase estiver com corrente máxima, a outra estará com corrente zero, fazendo com que o rotor se alinhe com o fluxo magnético gerado pela fase por onde a corrente máxima passa. Como dentro de um período da corrente acontecem quatro picos das ondas das correntes das fases, o rotor executa nesse intervalo uma rotação de quatro passos.

Conforme Elksasy e Hesham (2010), os modos de acionamento em passo completo ou em meio passo não são adequados para aplicações que necessitem de grande precisão, além de apresentarem comportamento demasiadamente oscilatório. Esse comportamento, que é uma característica intrínseca ao funcionamento de motores de passo, é também descrito por Yang e Kuo (2003), que demonstra a necessidade do uso do acionamento por micropassos no intuito de reduzir esse efeito oscilatório.

Em vista das características da bomba de seringa, como operação em pequenas

velocidades, vazão contínua dos reagentes e precisão de posicionamento, o modo de acionamento do motor de passo que se mostra mais adequado à aplicação neste trabalho é o em micropassos.

### 2.3 MISTURADOR ESTÁTICO

Misturadores estáticos são equipamentos utilizados no processo contínuo de mistura de fluidos como líquidos, gases ou ambos. O princípio de funcionamento desses misturadores baseia-se na aplicação de insertos estáticos, conhecidos como elementos, onde há o fluxo de um fluido, como em tubulações, colunas ou reatores. Esses elementos se opõem ao fluxo preestabelecido, distribuindo-o em direções a ele transversais. Nesse processo, o que acaba sendo responsável pela mistura, é a própria energia hidráulica do sistema a que o misturador estático é aplicado (THAKUR et al., 2003).

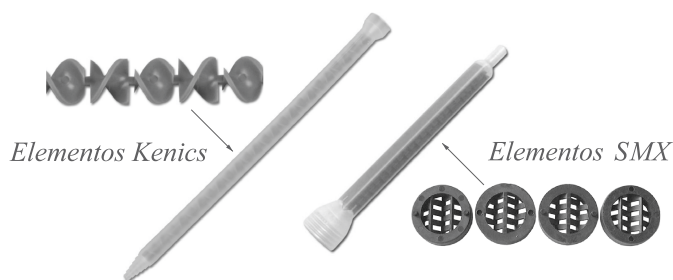
Segundo Thakur et al. (2003), os misturadores estáticos já se tornaram equipamentos de uso padrão nas indústrias de processo. Se comparados a outros métodos comuns de mistura, como os recipientes de agitação mecânica, os misturadores estáticos apresentam vantagens como:

- Pequeno espaço requerido;
- Baixo custo;
- Não é necessária energia, exceto pela de bombeamento;
- Não são necessárias partes móveis, exceto pela bomba;
- Menores flanges de selamento;
- Tempo de permanência do fluido curto;
- Fluxo aproxima-se do modelo de fluxo em pistão;
- Boa capacidade de mistura mesmo em baixas taxas de cisalhamento;
- Rápidas mudanças das propriedades do produto;
- Possibilidade de misturadores autolimpantes, intercambiáveis ou descartáveis.

Para o processo de mistura exigido no processamento de polímeros, dois modelos de misturadores que podem operar em regime de escoamento laminar se destacam, o modelo Kenics e o modelo SMX, vide figura 13 (THAKUR et al., 2003).



Figura 13 – Exemplo misturadores estáticos descartáveis



Fonte: *stamixco*<sup>®5</sup>, editado pelo autor, 2016

O misturador estático do tipo Kenics consiste de elementos, em forma de placas torcidas a um ângulo de  $180^\circ$ , arranjados axialmente e de forma alternada, entre placas torcidas no sentido horário e no sentido anti-horário, dentro de uma tubulação por onde o fluido passa. Essa configuração permite que o fluido seja subsequentemente dividido ao passar pelos elementos do misturador (HOBBS; MUZZIO, 1997).

O misturador estático do tipo SMX consiste de elementos, formados por uma série de lâminas cruzadas, dispostos axialmente e de forma intercalada, horizontal e verticalmente, no interior de uma tubulação. Com a passagem do fluido, os elementos dividem-no em várias camadas, espalhando-o pela seção da tubulação (ZALC J. M.AND SZALAI; MUZZIO, 2002).

Para o processo de mistura dos reagentes proposto neste trabalho, ambos misturadores descritos acima mostram-se adequados, porém, levando-se em consideração um estudo comparativo entre os modelos Kenics e SMX realizado por Rauline et al. (2000), o modelo SMX, se comparado ao modelo Kenics, apresenta uma capacidade de mistura por extensão de tubulação de duas a três vezes maior. Essa característica torna esse modelo preferível para aplicação neste trabalho, pois como a mistura dos reagentes deverá acontecer dentro de um forno, um misturador menor torna possível a utilização de um forno também menor.

## 2.4 FORNO

No processo de polimerização, que ocorre durante a mistura dos reagentes, a temperatura é um fator determinante para as características do material produzido. Como proposto neste trabalho, essa mistura deve ocorrer durante a passagem dos reagentes por um misturador estático, logo, esse deve estar contido em um ambiente onde a temperatura possa ser controlada. Além disso, a fim de que essa mistura ocorra a uma temperatura homogênea e sem consideráveis oscilações, é desejável que os próprios reagentes já estejam na temperatura certa no período de pré-processamento, o que implica na inserção das

<sup>5</sup> Disponível em: <<http://www.stamixco-usa.com/>> acessado em 25 de Novembro de 2016.

seringas nesse mesmo ambiente. Como a faixa de temperaturas que se pretende usar envolve valores acima da temperatura ambiente, um forno parece a melhor opção para essa aplicação (BARNES, 2000).

Fornos são dispositivos capazes de produzir e manter calor em seu interior, tendo seu princípio de funcionamento baseado na transferência de calor, agindo sobre a massa em si contida de forma a elevar sua energia térmica. Existem três mecanismos físicos de transferência de calor, sendo eles a condução, a convecção e a radiação (INCROPERA et al., 2008).

Como neste trabalho busca-se o aquecimento de pequenas quantidades de reagentes contidos em seringas, algo em torno de no máximo 120ml, supõe-se o projeto de um pequeno forno capaz de manter níveis de temperatura entre 60 e 200°C, dependendo do TPU a ser produzido. Além disso, critérios quanto ao tempo de acomodação da temperatura, sua homogeneidade e precisão devem ser levados em consideração. Nesse sentido, considerando o fato de as dimensões necessárias para o acondicionamento do sistema de seringas e misturador serem pequenas, conforme Incropera et al. (2008) um sistema de transferência de calor baseado em condução e convecção natural confinado em uma caixa parece ser a alternativa mais adequada no que diz respeito aos critérios recém citados.

Um projeto como esse teria que basicamente ser constituído por uma caixa com isolamento térmico, um elemento de aquecimento, além de uma fonte de potência e um sistema de controle capaz de cumprir com a especificação de precisão da temperatura conforme a aplicação<sup>6</sup>.

De acordo com Çengel e Boles (2011) a modelagem matemática de sistemas térmicos condutivos pode ser obtida por meio da lei de Fourier da condução de calor:

$$\dot{Q}_{cond} = -k_t A \frac{dT}{dx}, \quad (2.22)$$

em que  $\dot{Q}_{cond}$  é a taxa de transferência de calor por condução,  $k_t$  é a constante de proporcionalidade relativa a condutividade térmica dos materiais (nesse caso relativa ao material da resistência elétrica e o ar),  $A$  é a área da superfície normal à direção da transferência de calor e  $\frac{dT}{dx}$  a relação da temperatura  $T$  com a direção  $x$ . Essa lei indica que a taxa de condução de calor em uma direção é proporcional ao gradiente de temperatura naquela direção, sendo o calor conduzido no sentido da diminuição da temperatura.

Já para sistemas térmicos convectivos, o mesmo tipo de modelagem pode ser obtida através da lei de resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_f), \quad (2.23)$$

em que  $\dot{Q}_{conv}$  é a taxa de transferência de calor por convecção,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A$  é a área da superfície onde a convecção acontece

<sup>6</sup> Conforme <[http://www.despatch.com/pdfs/batch\\_oven\\_select.pdf](http://www.despatch.com/pdfs/batch_oven_select.pdf)>, acessado em 16 de novembro de 2016.

(nesse caso a área da resistência elétrica),  $T_s$  é a temperatura dessa superfície e  $T_f$  é a temperatura do fluido longe da superfície (nesse caso o ar).

Quando a transferência de calor entre uma superfície e o ar se dá devido a uma diferença de temperatura não tão elevada, a resistência do ar (que depende da variação de sua densidade) não é quebrada, podendo esse sistema ser modelado como puramente condutivo, via equação 2.22. Porém como esse projeto pressupõe o uso de resistências elétricas para o aquecimento do forno, e tais componentes atingem altas temperaturas, o processo de transferência de calor se dá também por convecção, provocada pela quebra da resistência do ar e geração de correntes desse no interior do forno, o que leva à necessidade da consideração do efeito convectivo, conforme equação 2.23 (ÇENGEL; BOLES, 2011).

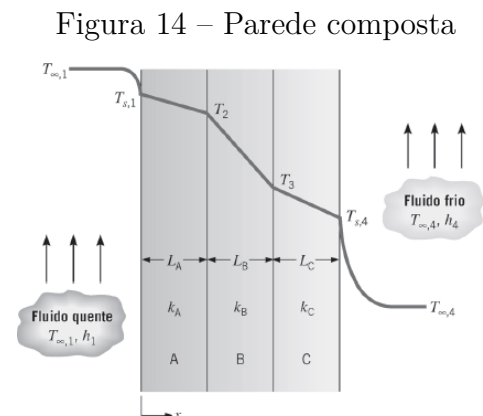
O problema é que o coeficiente  $h$  presente na equação 2.23 não é uma propriedade do fluido, mas sim um valor obtido através da experimentação e dependente de todas variáveis que podem influenciar na convecção, como a geometria da superfície, a natureza do escoamento do fluido, suas propriedades e velocidade. Esse é o motivo pelo qual a modelagem matemática de um sistema térmico é difícil, o que torna a abordagem empírica na determinação de  $h$  a forma mais acertada de se proceder (ÇENGEL; BOLES, 2011).

#### 2.4.1 ISOLAMENTO TÉRMICO

Para que a temperatura interna de um forno seja mantida, a fim de que esse chegue a seu regime de trabalho, e também para que o calor dissipado para o ambiente não seja demasiado, melhorando o conforto térmico para o usuário do equipamento, é importante o uso e o correto dimensionamento de isolantes térmicos.

O isolante deve estar presente em toda carcaça do equipamento, incluindo aberturas, visores e encaixes, formando uma barreira entre o ambiente controlado aquecido e o ambiente externo, reduzindo ao máximo qualquer tipo de perturbação. Segundo Incropera et al. (2008), uma vez escolhidos os materiais adequados para o isolamento, o cálculo de suas espessuras pode ser obtido através da equação de taxa de transferência de calor unidimensional para parede composta, vide figura 14:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,n}}{\sum R_t}, \quad (2.24)$$



Fonte: Incropera et al. (2008)

em que  $q_x$  é a taxa de transferência de calor,  $T_{\text{inf},1} - T_{\text{inf},n}$  é a diferença de temperaturas global e  $\sum R_t$  o somatório das resistências térmicas equivalentes, que no âmbito desse trabalho podem ser definidas pelas resistências térmicas condutiva e convectiva:

$$R_{\text{cond}} = \frac{L}{kA}, \quad (2.25)$$

em que  $R_{\text{cond}}$  é a resistência térmica para a condução,  $L$  é a espessura do material,  $k$  a condutividade térmica do material e  $A$  é a área da superfície do mesmo,

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{hA}, \quad (2.26)$$

em que  $R_{\text{conv}}$  é a resistência térmica para a convecção e  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção, chamado também de coeficiente de película, tendo muitas vezes seus valores tabelados para alguns materiais em condições específicas.

Como a taxa de transferência de calor é uma proporção entre a variação de temperatura e a direção do fluxo térmico, ponderada pelos coeficientes dos materiais que constituem a parede isolante, seu valor pode ser considerado constante (INCROPERA et al., 2008). Então, supondo-se uma parede de forno composta por duas chapas metálicas separadas por um material isolante e assumindo-se que a temperatura interna do forno é igual a temperatura de sua parede interna (sendo essa uma superfície isotérmica normal ao fluxo térmico), pode-se calcular a espessura do isolante através da equação 2.24, desde que a espessura das chapas e as temperaturas interna do forno, da sua parede externa (de conforto térmico) e do ambiente sejam fixadas:

$$q_x = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{sext}}}{\frac{2L_c}{K_c A} + \frac{L_i}{K_i A}} = \frac{T_{\text{sext}} - T_{\text{amb}}}{\frac{1}{hA}}, \quad (2.27)$$

em que  $T_{\text{int}}$ ,  $T_{\text{sext}}$  e  $T_{\text{amb}}$  são as temperaturas interna do forno, de conforto para a superfície externa do forno e ambiente respectivamente,  $L_c$  e  $L_i$  são as espessuras das chapas (nesse caso iguais) e do isolante (valor que se pretende encontrar) respectivamente,  $K_c$  e  $K_i$  são as condutividades térmicas da chapa e do isolante respectivamente e  $h$  é o coeficiente de película da parede externa do forno. Essa equação denota a igualdade entre a taxa de transferência de calor do interior do forno para sua superfície externa com a da superfície externa para o ambiente, sendo a área  $A$  não influente nessa relação.

## 2.4.2 POTÊNCIA ELÉTRICA

O aquecimento dos materiais contidos em um forno nada mais é que o aumento da energia térmica desses materiais. De acordo com Çengel e Boles (2011) esse aumento de energia, chamado quantidade de calor, está relacionado ao calor específico, característica inerente a estrutura do material e que define a energia necessária para que a temperatura de uma unidade de massa do mesmo aumente em um grau Celsius. Quando essa quantidade

de calor não está associada à mudança no estado físico do material ela pode ser descrita através do calor sensível:

$$Q_s = mc_v \Delta T , \quad (2.28)$$

em que  $Q_s$  é o calor sensível,  $m$  é a massa do material,  $c_v$  é o calor específico a volume constante do material e  $\Delta T$  é a variação de temperatura que se pretende provocar.

Conhecida a energia necessária para provocar um aumento da temperatura dos materiais inseridos em um forno, pode-se determinar a potência necessária para a execução desse trabalho, desde que definido um período de tempo para que isso ocorra, conforme:

$$P = \frac{Q_s}{\Delta t} , \quad (2.29)$$

em que  $P$  é a potência e  $\Delta t$  é o tempo de realização do trabalho.

Além da energia consumida para o aquecimento do conteúdo do forno, existe a perda de energia desse para o ambiente através de suas paredes, podendo essa perda ser calculada desde que conhecidas as resistências térmicas envolvidas. Segundo Incropera et al. (2008) a equação 2.24 pode ser reescrita em termos do coeficiente global de transferência de calor:

$$q_x = UA\Delta T , \quad (2.30)$$

em que  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor:

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} , \quad (2.31)$$

em que  $R_{tot}$  equivale à soma das resistências térmicas condutivas e convectivas referentes a todo invólucro que compõe o isolamento do forno. Dessa forma pode-se calcular a potência térmica perdida para o ambiente. Essa potência perdida torna-se ainda menor à medida que fatores como eficiência (na transferência de calor), deposição superficial e resistência de contato (entre materiais que compõem as paredes do forno) são levados em consideração. No âmbito desse trabalho, tal nível de detalhe não é necessário pois representaria apenas uma redução no dimensionamento da potência necessária ao sistema, o que, como será visto mais adiante, não é desejado.

Como o componente do forno responsável pelo fornecimento de energia ao sistema é uma resistência elétrica – e essa possui a característica de ser um conversor de energia elétrica em energia térmica via efeito Joule – o dimensionamento de sua potência se resume à soma da potência necessária ao aquecimento do forno, conforme equação 2.29, e da potência perdida para o ambiente, conforme equação 2.30, sendo essa soma a potência elétrica mínima necessária para o funcionamento do sistema.

Nesse caso, a título de segurança, fica evidente que a adoção de uma margem positiva no valor da potência elétrica da resistência é algo interessante. Além disso, uma margem de potência possibilita ao controlador maior liberdade de atuação, o que pode ser

observado na equação 2.29, em que a potência está inversamente relacionada ao tempo de aquecimento do forno.

Outro fator que concorda com a escolha de uma resistência com potência maior do que a calculada é a melhora na homogeneidade térmica no interior do forno. Isso pode ser explicado pelo fato de que quanto maior a potência de uma resistência, maior o seu tamanho (relação entre resistências do mesmo material), e conseqüentemente maior a sua área de contato com o ar. Conforme Incropera et al. (2008), uma superfície de contato maior possibilita uma melhor troca de calor e reduz o gradiente térmico no entorno da parte aquecida – nesse caso a resistência – pois essa não precisa atingir temperaturas tão elevadas para transferir a mesma quantidade de energia em relação a uma resistência menor.

Esse excedente no dimensionamento da potência da resistência elétrica fica limitado de acordo com a aplicação, sendo necessário observar o tamanho do forno e a distribuição de materiais no seu interior.

### 2.4.3 ANALOGIA TÉRMICO-ELÉTRICA

Como já mencionado, a modelagem matemática de sistemas térmicos não é uma tarefa trivial. Mesmo um modelo altamente criterioso que consegue reproduzir boa parte do comportamento de um modelo real acaba estando no fundo baseado em dados empíricos, visto que as áreas da ciência que possibilitam tais modelagens, como a termodinâmica e a transferência de calor e massa, são essencialmente experimentais. Nesse sentido, como propõe-se na área da engenharia, é interessante o uso de modelos matemáticos o mais simples possíveis, desde que esses supram as necessidades mínimas para a pesquisa e desenvolvimento do que é esperado.

Como este trabalho tem foco no desenvolvimento de um modelo de equipamento funcional – e não no estudo aprofundado de teorias que envolvem os sistemas térmicos – uma proposta mais atrativa à área de controle pode ser utilizada. Essa proposta relaciona de forma análoga os processos de transferência de calor com o funcionamento de um circuito elétrico, sendo chamada analogia térmico-elétrica. Tal abordagem é amplamente utilizada no âmbito da engenharia como pode ser observado em trabalhos como os de Swift, Molinski e Lehn (2001), Birca-Galateanu (2005), Schröder e Doncker (2003) e Schoeman (2011).

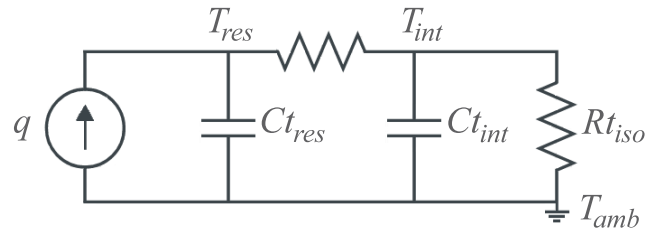
Seguindo essa analogia, um circuito térmico pode ser representado por um circuito elétrico equivalente, desde que seu funcionamento seja observado e representado de acordo com a tabela 1 (INCROPERA et al., 2008).

Tabela 1 – Grandezas térmico-elétricas análogas

Unidade térmica	Símbolo	Unidade elétrica	Símbolo
Taxa de transferência de calor [W]	$q$	Corrente[A]	I
Temperatura [K]	T	Tensão [V]	V
Resistência térmica [K/W]	$R_t$	Resistência [ $\Omega$ ]	R
Capacitância térmica [J/K]	$C_t$	Capacitância [F]	C

Assim, o sistema de um forno – em que uma resistência elétrica atua na inserção de calor interno e um invólucro isolante tenta manter esse calor – pode ser representado conforme a figura 15.

Figura 15 – Circuito térmico equivalente



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Pode-se ver que as temperaturas da resistência  $T_{res}$  e do interior do forno  $T_{int}$  equivalem a tensões nodais em relação à temperatura de referência ambiente  $T_{amb}$ .  $Ct_{res}$  e  $Rt_{res}$  são respectivamente a capacitância e resistência térmicas entre a resistência e o forno e  $Ct_{int}$  e  $Rt_{iso}$  são respectivamente a capacitância térmica interna do forno e a resistência térmica entre esse e o ambiente devido às paredes isolantes.

Para que tal modelo seja útil, é imprescindível que as grandezas dos componentes nele presentes possam ser estimadas. Uma forma de se obter esses valores é a partir da definição dos materiais que irão compor a estrutura do forno, e assim, através de suas dimensões e da consulta em tabelas de propriedades dos materiais presentes na literatura, valer-se da teoria de transferência de calor presente em Incropera et al. (2008). As resistências térmicas podem então ser estimadas de acordo com as equações 2.25 e 2.26, advindas das propriedades condutivas e convectivas que regem o sistema. Já as capacitâncias térmicas podem ser estimadas a partir da equação:

$$Ct = \rho V c_v , \quad (2.32)$$

em que  $V$  é o volume de material e lembrando que  $\rho$  e  $c_v$  referem-se respectivamente à densidade e calor específico do material. A equação 2.32 despreza o gradiente de temperatura no interior de um objeto, porém serve muito bem no que diz respeito à estimativa dos regimes transitórios de transferência de calor, possibilitando a estimação da constante de

tempo térmica  $\tau_t$  de forma muito semelhante a um circuito elétrico, conforme:

$$\tau_t = R_t C_t = R_{tot} (\rho V c_v) . \quad (2.33)$$

Uma última simplificação no sistema ainda pode ser feita com a desconsideração de  $Ct_{res}$ , já que resistências projetadas para atuarem como elementos de aquecimento tem propositalmente uma capacidade muito baixa para armazenar calor.

#### 2.4.4 CONTROLE DE TEMPERATURA

Apesar da complexidade e da não linearidade associados aos sistemas térmicos, quando analisados de forma experimental tais sistemas costumam apresentar um comportamento muito parecido com um sistema de primeira ordem, tendo na maioria dos casos uma dinâmica lenta (GOLNARAGHI; KUO, 2012). Essas características reforçam a ideia de que a modelagem de tais sistemas é possível, desde que levados em consideração dados experimentais, como é o caso da analogia térmico-elétrica recém citada.

Quanto às técnicas de controle aplicadas aos sistemas térmicos, algumas das mais utilizadas são os controles de duas posições, como pode ser visto em Lee, Wang e Choi (2006) – que são conhecidos como controles *on-off*, operando pela ação, ou não, de um atuador no sistema (nesse caso uma resistência) (OGATA, 2010) – e os controles PID, que devido a sua baixa complexidade correspondem a mais da metade dos controladores utilizados na indústria (OGATA, 2010). Exemplos desse último podem ser vistos em Lin (2011) e Bolat, Erkan e Postalcioglu (2006), também Bedwani Wassim A. and Ismail (2001) traz como alternativa um sistema de controle PID de estrutura variável aplicado ao controle de temperatura de um forno.

Assim, tendo em vista as necessidades de precisão e faixa de temperaturas necessários à produção de amostras de TPUs, e seguindo os trabalhos recém citados, a técnica de controle que pareceu mais adequada para a aplicação no controle de temperatura do forno deste projeto foi o controle proporcional integral derivativo PID.



## 3 SIMULAÇÕES E ENSAIOS

### 3.1 DEFINIÇÕES

Como forma de validação do que foi visto no capítulo anterior, simulações do comportamento do equipamento foram propostas. Para que tais simulações fossem possíveis, a definição de componentes reais, que atendessem aos requisitos de aplicação deste projeto, foi necessária. Além disso, para servir de base às simulações, uma amostra hipotética de TPU, possível de ser produzida pelo equipamento aqui descrito, foi proposta, sendo também realizados ensaios quanto ao comportamento reológico dos materiais que compõem essa amostra. Essa seção traz essas definições e os dados a elas relacionados.

#### 3.1.1 HIPÓTESE DE AMOSTRA DE TPU

Para realização das simulações presentes neste capítulo, uma amostra hipotética de TPU foi proposta. Essa amostra é o resultado da combinação dos grupos funcionais NCO e OH, de dois reagentes, o Lupranat<sup>®</sup> ME<sup>1</sup> (que é um MDI) e um polioli poliéster<sup>2</sup> respectivamente.

Para a formulação química é preciso que se conheçam as massas moleculares dos reagentes e os equivalentes molares de seus grupos funcionais. O Lupranat<sup>®</sup> ME tem massa molecular de  $250g/mol$ , e como é um diisocianato, possui dois grupos funcionais NCO por molécula, sendo seu equivalente molar  $125g/mol$ . O polioli poliéster é formado por ácido adípico e etileno glicol, tendo massa molecular de  $2000g/mol$ , e como é um diol, possui dois grupos funcionais OH por molécula, sendo seu equivalente molar  $1000g/mol$ .

Conhecidas as massas moleculares equivalentes aos grupos funcionais presentes nos reagentes, deve-se então determinar as quantidades desses para a produção do TPU. Essas quantidades devem ser calculadas a fim de que a máxima massa molecular do TPU resultante seja obtida, o que é possível quando a relação conhecida como razão molar entre os grupos funcionais tem valor unitário, ou seja,  $[NCO]/[OH] = 1$  (IONESCU, 2005).

Como em 1000 gramas de polioli há 1 mol de grupos funcionais OH, em 1 grama há 0,001 mol de grupos funcionais OH. Como a razão molar deve ser 1, e em 125 gramas de diisocianato há 1 mol de grupos funcionais NCO, para se ter 0,001 mol de grupos funcionais NCO é necessário 0,125 grama de diisocianato. Essa proporção de massa pode ser expandida para a quantidade de TPU que se deseja sintetizar.

<sup>1</sup> Dados extraídos da ficha técnica do material disponível em: <[http://www.monomers.basf.com/cm/internet/en/function/conversions:/publish/content/Produkte/Isocyanates/lupranat\\_me.pdf](http://www.monomers.basf.com/cm/internet/en/function/conversions:/publish/content/Produkte/Isocyanates/lupranat_me.pdf)> acessado em 11 de Novembro de 2016.

<sup>2</sup> Dados extraídos de Vilar (1999), também disponíveis em: <<http://www.poliuretanos.com.br/Ingles/Chapter1/15Polyester.htm>> acessado em 11 de Novembro de 2016.

Como hipótese, definiu-se a produção de uma amostra de 20 gramas de TPU, o que significa 2,22 gramas de MDI e 17,78 gramas de polioli poliéster, que serão chamados a partir de agora de reagentes A e B respectivamente. Como essas definições servirão apenas para simulações computacionais, o volume morto de reagentes, necessário ao preenchimento do sistema de tubulação e misturador estático, será desprezado.

Para que se tenha um ponto de partida no que diz respeito às simulações e ensaios realizados, a temperatura para o processamento dessa amostra foi fixada em 80°C e o tempo de mistura, ou seja, o tempo de residência do fluido no misturador estático, foi estimado em 30 segundos.

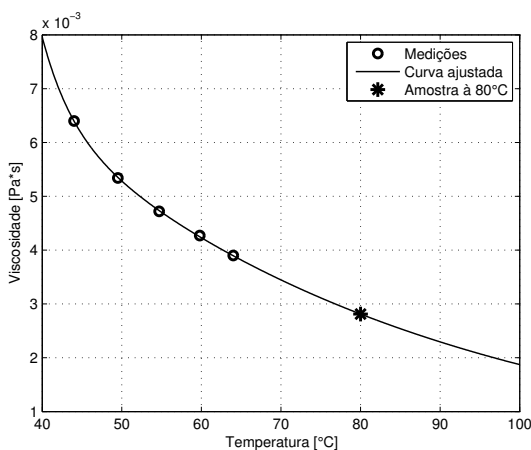
### 3.1.2 ENSAIOS REOLÓGICOS

Outras características importantes a respeito dos reagentes recém citados na proposta de amostra são a viscosidade  $\mu$  e a densidade  $\rho$ . No intuito de que essas características pudessem ser estimadas em mais possível acordo com a realidade, foi proposta a realização de ensaios de viscosidade e densidade juntamente ao Laboratório de Reologia REOL da Universidade de Caxias do Sul.

Os materiais analisados nos ensaios foram um MDI (com funcionalidade em torno de 30%) e um polioli poliéster de alta viscosidade (YA-7210).

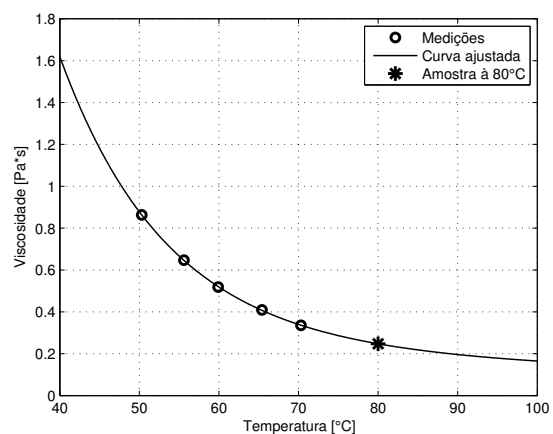
Os ensaios de viscosidade foram realizados com a utilização de um viscosímetro da marca Brookfield® modelo LVDV III+, os modelos de *spindles* utilizados foram o S00 para o MDI e o S61 para o polioli poliéster, as medidas foram realizadas sob rotação constante e faixa de torque do equipamento monitorada entre 20% e 80% para melhor precisão. As viscosidades foram então mensuradas em triplicata a medida que a temperatura dos materiais foi sendo variada, de um valor menor para um maior, dentro das capacidades do equipamento e respeitando sempre o tempo de acomodação térmico. Os resultados das medições podem ser vistos nas figuras 16 e 17.

Figura 16 – MDI



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Figura 17 – Polioli Poliéster



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Como a viscosidade em relação à temperatura de tais materiais varia de forma exponencial, desde que não haja mudança em seu estado físico, foi utilizada uma função de *fitting*, presente no software MATLAB<sup>®</sup>, que ajusta uma função exponencial de dois termos aos pontos medidos, essa aproximação mostrou-se adequada devido aos coeficientes de determinação das curvas serem 0,9998 para o MDI e 0,9999 pra o polioli poliéster. Dessa forma, como pode ser visto nas figuras 16 e 17, foi possível a extrapolação dos valores medidos, dentro dos limites aceitáveis pelo estado físico dos materiais, determinando-se a viscosidade dos reagentes à temperatura de 80°C, definida na seção anterior, sendo 0.0028*Pa.s* para o MDI e 0.2475*Pa.s* (BARNES, 2000).

As densidades dos materiais foram determinadas de acordo com o método da densidade relativa via picnometria, sendo utilizados três picnômetros de vidro de 5*ml*, água Mili-Q<sup>®</sup> como líquido de referência e uma balança de precisão. O método consiste na pesagem das massas dos picnômetros e na subsequente pesagem dos mesmos contendo volumes iguais de água e do material analisado. A massa de vidro é então subtraída e pode-se aplicar a equação da densidade relativa conforme:

$$\rho_{R_n, H_2O} = \frac{m_{R_n}}{m_{H_2O}}, \quad (3.1)$$

em que  $\rho_{R_n, H_2O}$  é a densidade relativa do reagente e  $m_{R_n}$  e  $m_{H_2O}$  são as respectivas massas do reagente e da água. Esse procedimento foi realizado em triplicata e com os reagentes em duas temperaturas diferentes, 45° e 65°C. Como resultado dessas medições foram obtidos os valores de densidade 1,21g/cm<sup>3</sup> para o MDI e 1,19g/cm<sup>3</sup> para o polioli poliéster, não sendo observadas consideráveis variações desses valores para as medições com temperaturas diferentes, confirmando a pouca variação apontada por Prisacariu (2011), que permite a utilização de um valor de densidade fixo para a faixa de temperaturas que se pretende utilizar no equipamento tema deste trabalho.

Outro ensaio com a utilização do viscosímetro citado acima foi realizado para a análise do comportamento dos reagentes a diferentes taxas de cisalhamento, ou seja, diferentes rotações do *spindle* (dessa vez apenas com o modelo S00). Essas medições foram realizadas com temperatura fixa em torno de 70°C para ambos os materiais, respeitando a faixa de torque do equipamento entre 20% e 80%. Nesse ensaio foi observado que os valores das viscosidades dos materiais não sofreram grandes variações em relação às diferentes taxas de cisalhamento, o que torna plausível a idealização sugerida na hipótese levantada no modelo da seção 2.2.1 de que o fluido seja newtoniano.

Outra observação possível baseada nos dados coletados nesses ensaios é sobre o regime de escoamento dos fluidos. A hipótese de que o regime é laminar, que também foi proposta na seção 2.2.1, pode ser confirmada desde que se calcule o número de Reynolds para o escoamento dos reagentes, o que conforme Barnes (2000) pode ser feito pela equação:

$$Re = \frac{\rho d_s V}{\mu}, \quad (3.2)$$

lembrando que  $d_s$  é o diâmetro da tubulação, nesse caso a seringa, e que  $V$  é a velocidade média do escoamento (que será determinada através de cálculos mostrados mais adiante nesse capítulo). Os valores resultantes desse cálculo foram 0,2040 para o MDI e 0,0185 para o poliol poliéster (grandeza adimensional), o que confirma a característica laminar do escoamento dos reagentes da amostra hipotética.

### 3.1.3 MISTURADOR ESTÁTICO - VAZÃO

Para fins apenas dos cálculos pré-simulação, foram considerados os dados de um modelo de misturador estático do tipo Kenics disponível no laboratório de reologia da Universidade de Caxias do Sul. Esse misturador é composto por um tubo, com diâmetro de 6,5mm e comprimento 100mm, contendo 16 elementos e tendo um volume interno de  $2\mu m^3$ .

Conhecidos o tempo de mistura e as dimensões do misturador, através da equação 2.9 pôde-se calcular a vazão da mistura  $Q=66,667nm^3/s$ . Como essa é a vazão de ambos reagentes A e B somados, precisou-se encontrar a proporção volumétrica dos mesmos, o que foi feito através da correção da proporção de massa, apresentada no cálculo molar, em relação às respectivas densidades. Chegou-se enfim aos valores de vazão para as bombas de seringa  $Q_A=7,298nm^3/s$  e  $Q_B=59,369nm^3/s$ .

### 3.1.4 SERINGA - AVANÇO E FORÇA

O modelo de seringa escolhido foi Artiglass<sup>®</sup> 20ml, em vidro borossilicato que suporta até 200°C, com diâmetro interno de 19,6mm e bico conector *luer lock*.

Conhecidas as vazões de A e B, os avanços para os êmbolos das respectivas seringas puderam ser calculados através da equação 2.9, obtendo-se  $Av_A=24,187\mu m/s$  e  $Av_B=196,77\mu m/s$ .

A força necessária para se impelir os êmbolos das seringas pôde então ser calculada pela equação 2.11  $F_A=30,572N$  e  $F_B=30,8168N$ .

### 3.1.5 MESA LINEAR - VELOCIDADE ANGULAR E TORQUE

O modelo de mesa linear foi escolhido levando-se em consideração os requisitos de carga máxima e avanço máximo e mínimo exigidos na aplicação do equipamento proposto neste trabalho. Para as simulações o modelo drylin<sup>®</sup> SHTP<sup>3</sup> mostrou-se adequado. Seus dados são apresentados na tabela 2.

<sup>3</sup> Dados disponíveis em: <[http://www.igus.com.br/wpck/2362/DryLin\\_SHTP\\_der\\_Wirtschaftliche](http://www.igus.com.br/wpck/2362/DryLin_SHTP_der_Wirtschaftliche)> acessado em 25 de Novembro de 2016.

Tabela 2 – Dados mesa linear IGUS<sup>®</sup> SHTP-01-12-150

Fuso trapezoidal <sup>4</sup> 10x2mm
Diâmetro primitivo do fuso $d_p = 0.009m$
Ângulo radial da rosca $\alpha = \frac{1}{12}\pi rad$
Passo do fuso $L = 0.002m$
Coefficiente de atrito $\mu = 0.19$

Com isso, a fim de que as mesas lineares desenvolvam os avanços definidos, as velocidades angulares de seus fusos puderam ser calculadas,  $w_A=0,076rad/s$  e  $w_B=0,6182rad/s$ .

Conhecidas as forças para impelir os êmbolos, também puderam ser calculados os respectivos torques para os fusos através da equação 2.12,  $T_A= 0,0373Nm$  e  $T_B= 0,0376Nm$ .

### 3.1.6 MOTOR DE PASSO HÍBRIDO

Para servir de base apenas às simulações, um modelo de motor de passo híbrido que cumprisse com os requisitos de um projeto real do equipamento descrito neste trabalho foi escolhido. Nessa escolha foram levadas em consideração características dimensionais, compatibilidade com modelos de mesas lineares, preço e acima de tudo a capacidade de atender à extensão de velocidades angulares, torques e precisão necessários ao processo de produção de TPUs proposto neste trabalho.

Com a pretensão de se utilizar o modo de acionamento por micropassos, a variação de velocidades angulares, mesmo que por vezes muito baixas, foi facilmente atendida por diversos modelos de motores disponíveis no mercado. O mesmo foi observado quanto à precisão, visto que esse modo de operação aprimora essa característica.

Quanto ao torque, ou seja, a capacidade de carga do motor, foram levantados os dados referentes a possíveis reagentes de alta viscosidade, utilizados na síntese de TPUs, aliados às piores condições de carga, como seringa de maior dimensão (100ml) e vazões elevadas (valores máximos de bombas de seringa padrão encontradas no mercado<sup>5</sup>). Nessas condições, os valores de torque calculados não ultrapassaram  $0,37Nm$ , o que levou à escolha de um motor com torque de  $0,5Nm$  para as simulações.

Com base nisso, o motor de passo que se mostrou adequado e serviu de referência para as simulações foi o modelo drylin<sup>®</sup> NEMA 17<sup>6</sup>, cujos dados estão disponíveis na tabela 3.

<sup>4</sup> Dimensões conforme Provenza (1960)

<sup>5</sup> Valores consultados em <<http://www.syringepump.com/>> acessado em 17 de Agosto de 2016.

<sup>6</sup> Dados disponíveis em: <[http://www.igus.com.br/wpck/7355/DryLin\\_NEMA\\_17](http://www.igus.com.br/wpck/7355/DryLin_NEMA_17)> acessado em 25 de Novembro de 2016.

Tabela 3 – Dados motor de passo IGUS® NEMA 17

Tensão nominal $V = 24V$
Corrente nominal $I = 1,8A$
Indutância de fase $L = 3,3mH$
Resistência de fase $R = 1,75\Omega$
Número de dentes do rotor $N = 50$
Ângulo de passo do motor $\theta_p = 1,8^\circ$
Relação torque x corrente $K_m = 0,278Nm/A$
Coefficiente de atrito viscoso $K_v = 0,0123kgm^2/s$
Inércia do rotor $J = 8\mu kgm^2$

### 3.2 CONTROLADOR DA BOMBA DE SERINGA

Como já foi visto, o modelo de controlador que pareceu mais adequado à aplicação no controle de velocidade do motor de passo – responsável pela vazão da bomba – foi o modelo PID modificado proposto por Elksasy e Hesham (2010). Para implementação e simulação desse modelo de controle foi utilizado o software MATLAB® e sua extensão Simulink®.

Primeiramente, de acordo com a representação em espaço de estados do motor de passo híbrido, apresentada na seção 2.2.2.2, foi montado um modelo dinâmico em diagrama de blocos do Simulink®, vide figura 30 do anexo A. Esse modelo teve seus parâmetros definidos em um script de MATLAB® de acordo com a tabela 3, tendo como entradas as tensões das fases e o torque proveniente da carga acoplada ao motor, e como saídas a velocidade angular e a posição angular do mesmo.

Em seguida, para que esse modelo de motor pudesse operar no modo de micropassos, um modelo dinâmico de *drive* de acionamento foi implementado conforme a figura 31 do anexo A. Esse *drive* tem como entradas a velocidade angular desejada e a tensão nominal do motor, sendo ele capaz de gerar as tensões de entrada para as fases do motor de acordo com a equação 2.21 (ondas senoidais defasadas  $90^\circ$  entre si e com tensão de pico igual à tensão nominal).

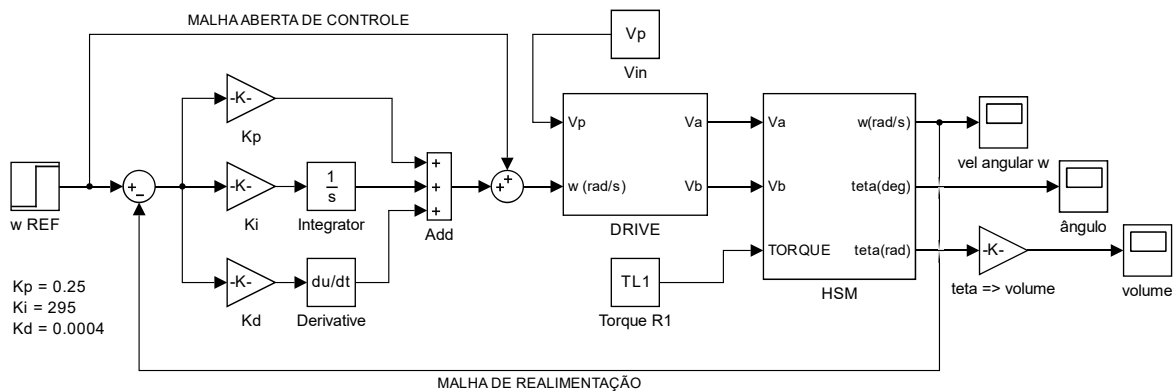
No intuito de se validar a aplicação de controladores na geração da vazão das bombas de seringa, nesta seção foram realizadas simulações sempre de dois modelos dinâmicos do motor (representando as bombas para os reagentes A e B), sendo esses acionados conforme o controlador implementado. Os parâmetros de carga levados em conta para essas simulações foram os dados de torque e velocidade angular previamente levantados na seção 3.1, que correspondem aos requisitos para a geração de vazão dos reagentes A e B que compõem a amostra hipotética de TPU.

Além disso, para servir como comparativo às simulações de controladores dessa seção, um modelo de controlador em malha aberta aplicado ao motor de passo foi implementado, vide figura 32 do anexo A, tendo como entrada direta do *drive* a velocidade angular de referência.

De forma semelhante ao que foi feito por Elksasy e Hesham (2010), primeiramente um controlador do tipo PID foi implementado e simulado para o sistema da bomba de seringa. Essa simulação pode ser vista no anexo B e demonstra o porquê da desqualificação de um controlador PID convencional para este projeto.

Como alternativa, foi então implementado o controlador PID modificado, figura 18, proposto por Elksasy e Hesham (2010), onde uma malha aberta de controle é adicionada em paralelo a um controlador PID convencional. No caso deste trabalho um ganho unitário para essa malha se mostrou adequado.

Figura 18 – Controlador PID modificado aplicado ao motor de passo



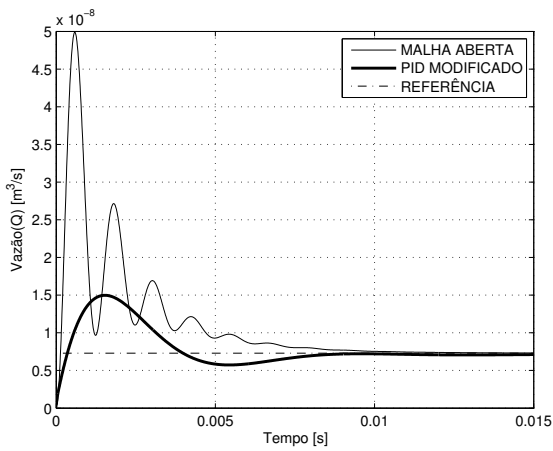
Fonte: Elaborado pelo autor, 2016

Os parâmetros dos ganhos do controlador PID modificado foram então encontrados via o método heurístico de sintonia manual conforme a tabela 6 do anexo B proveniente de Dorf e Bishop (2013), sendo seus valores  $K_P=0,25$ ,  $K_I=295$  e  $K_D=0,0004$ . Finalmente pôde-se realizar a simulação das condições de produção da amostra hipotética de TPU.

Através das figuras 19 e 20 – que fazem um comparativo da resposta ao degrau dos sistemas com controles malha aberta e PID modificado, aplicados aos reagentes A e B respectivamente – ficou evidente uma melhora da característica oscilatória no regime transitório do sistema quando o controlador PID modificado é utilizado.

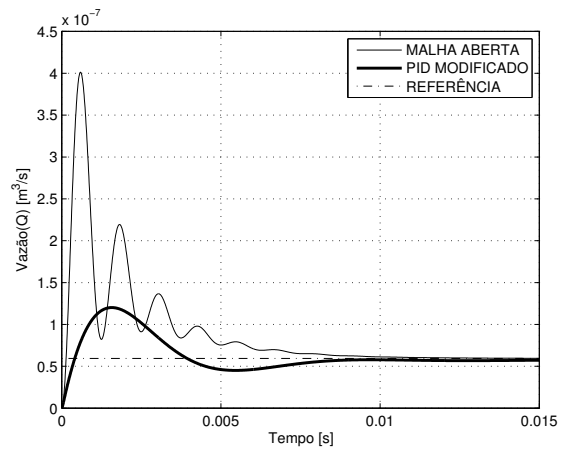
Observou-se também que um sobressinal elevado ainda ocorre – característica essa que se deve principalmente ao fato de as velocidades angulares de referência para os reagentes A e B serem muito baixas, pois tal comportamento não é observado quando velocidades maiores são impostas ao sistema – mas como o tempo de acomodação do sistema é muito curto, menor que  $15\mu s$ , tal característica não deve influenciar na qualidade dos materiais gerados via essas vazões.

Figura 19 – PID modificado (reagente A)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Figura 20 – PID modificado (reagente B)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Além disso, pôde ser visto que a proporção das quantidades dos reagentes entregues pelas bombas nas simulações correspondem aos valores de vazão de referência definidos na seção 3.1, que foram de  $Q_A=7,298nm^3/s$  e  $Q_B=59,369nm^3/s$ .

Com esses resultados aqui apresentados, pôde-se confirmar que o controlador PID modificado é adequado à aplicação no controle dos motores híbridos das bombas de seringa presentes neste projeto.

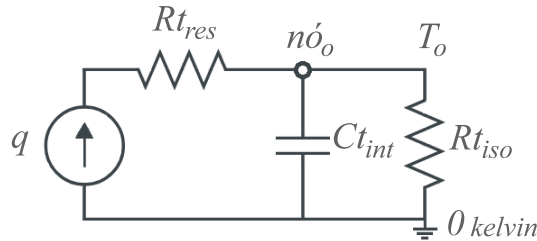
### 3.3 CONTROLADOR DE TEMPERATURA

A fim de se aplicar o que foi tratado no capítulo anterior quanto ao projeto de um forno, foram propostas simulações para a validação tanto dos parâmetros que definirão o aspecto construtivo, quanto do modelo de controlador de temperatura relativos ao forno contido neste projeto.

Assim, o modelo térmico-elétrico presente na figura 15 pôde ser redefinido para o projeto do forno conforme a figura 21. Como a tensão de referência do circuito da figura 15 é a temperatura ambiente, essa pôde ser considerada como o referencial zero, sendo então a temperatura interna  $T_o$  redefinida como a diferença entre a temperatura interna  $T_{int}$  e a temperatura ambiente  $T_{amb}$ . As grandezas resistivas dos componentes  $Rt_{res}$  e  $Rt_{iso}$  foram calculadas conforme as equações 2.25 e 2.26, resultando respectivamente em  $1,1158K/W$  e  $15,5511K/W$ , e a capacitância térmica do forno  $C_{int}$  foi calculada segundo a equação 2.32, resultando em  $2139J/K$ . Para esses cálculos foram levados em consideração os dados de projeto que serão apresentados mais adiante na seção 4.2 e tabela 4.



Figura 21 – Circuito térmico simplificado



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Conhecido o circuito térmico-elétrico equivalente que descreve o forno, obteve-se a função de transferência entre a saída  $T_o$ , que é a tensão equivalente à temperatura do interior do forno, em relação à entrada  $q$ , que é a corrente equivalente à taxa de transferência de calor promovida pela potência dissipada pelas resistências do forno. Isso foi possível via o equacionamento das correntes no  $nó_o$  segundo a primeira lei de Kirchhoff, resultando em:

$$\frac{T_o}{q} = \frac{Z_c + Rt_{iso}}{Z_c Rt_{iso}}, \quad (3.3)$$

em que  $Z_c$  é a impedância elétrica correspondente à capacitância térmica  $Ct_{int}$  do forno.

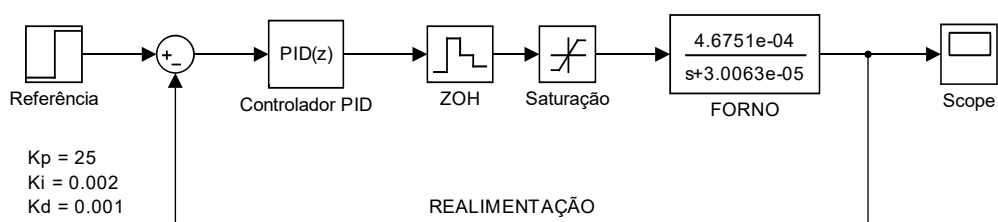
Como é matematicamente mais conveniente, a função de transferência 3.3 foi transformada para o domínio de Laplace, seguindo as transformadas equivalentes para os respectivos componentes elétricos conforme Ogata (2010), resultando em:

$$\frac{T_o}{q} = \frac{Rt_{iso}}{1 + Rt_{iso} Ct_{int} s}. \quad (3.4)$$

Essa função de transferência serviu então como o modelo da planta para o estudo do sistema térmico do forno, possibilitando o projeto de um controlador do tipo proporcional integral derivativo, conforme foi definido na seção 2.4.4.

Assim, com o auxílio do software MATLAB<sup>®</sup> e sua extensão Simulink<sup>®</sup>, pôde ser estruturado um diagrama de blocos para a simulação do sistema de controle de temperatura do forno, conforme mostra a figura 22.

Figura 22 – Controlador PID aplicado ao modelo do forno



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

O compensador PID discreto foi aproximado pelo método de Euler, conforme Ogata (1994), tendo sua arquitetura definida por:

$$K_P + K_I T_s \frac{1}{z-1} + K_D \frac{N}{1 + NT_s \frac{1}{z-1}} \quad (3.5)$$

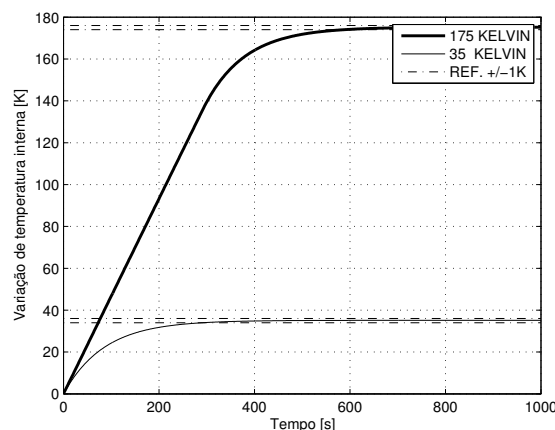
em que  $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$  são respectivamente os ganhos proporcional, integral e derivativo do controlador,  $T_s$  é o período de amostragem e  $N$  é o coeficiente do filtro da parcela derivativa. Um segurador de ordem zero (ZOH) foi adicionado devido ao caráter digital do sistema de controle para a realização da amostragem com período  $T_s$ , e, conforme será visto na seção 4.2.2 quanto às limitações de potência, um bloco de saturação entre 0 e 1000W também foi adicionado.

Devido à resposta ao degrau do sistema em malha aberta não possuir um ponto de inflexão e também não se conseguir uma oscilação sustentada na saída para uma resposta em malha fechada, não foi possível a utilização de métodos – como por exemplo Ziegler e Nichols (OGATA, 2010) – para a definição dos valores dos ganhos do controlador, optando-se pelo uso de um método heurístico conforme a tabela 6 do anexo B proveniente de Dorf e Bishop (2013). Os valores definidos para os ganhos foram então  $K_P=25$ ,  $K_I=0,002$  e  $K_D=0,001$ , da mesma forma o coeficiente do filtro foi definido como  $N=0.02$ .

O período de amostragem escolhido para a discretização do sistema foi  $T_s=1s$ , satisfazendo o Teorema de Nyquist segundo Ogata (1994) e estando de acordo com o tempo de acomodação do sistema de aquecimento do forno, além de ser compatível com o hardware que se pretende utilizar para a implementação desse controlador.

O sistema foi então submetido à simulação de operação em sua temperatura mais baixa, 60°C, equivalente a uma diferença de temperatura  $T_o=35K$ , e também em sua temperatura mais elevada, 200°C, equivalente a uma diferença de temperatura  $T_o=175K$ .

Figura 23 – Simulação PID aplicado ao modelo do forno



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Como pode ser visto na figura 23, tanto o tempo de acomodação de 10 minutos

quanto a tolerância de  $\pm 1^\circ\text{C}$ , que serão definidos na seção 4.2, foram satisfeitos pelo controlador, o que valida sua utilização e demonstra o provável funcionamento do sistema de aquecimento que será desenvolvido.

Outra observação interessante quanto à função de transferência do forno, é que se levada em consideração a potência mínima para o seu funcionamento,  $q=624\text{W}$ , que será vista na seção 4.2.2, e essa for aplicada ao modelo em malha aberta, o mesmo atinge no intervalo de 10 minutos uma temperatura  $T_o=173,5\text{K}$  que é quase o valor de  $175\text{K}$  obtido através dos cálculos de transferência de calor da seção 4.2.2. Resultados semelhantes também foram obtidos via a implementação do circuito da figura 21 em simuladores de circuitos elétricos. Isso demonstra a validade e conveniência da utilização da analogia térmico-elétrica na simulação de sistemas térmicos.



## 4 PROJETO

Neste capítulo serão apresentadas as definições e o desenvolvimento do projeto do equipamento tema deste trabalho.

### 4.1 BOMBAS DE SERINGA

A partir do cruzamento de informações de bombas de seringa presentes no mercado e da análise das características dos materiais e processos utilizados na geração de TPUs, pôde-se definir a faixa de vazões que esse projeto deve atender, sendo essa de  $0,1\text{ml}/\text{min}$  a  $20\text{ml}/\text{min}$ , uma faixa bem considerável se observado o fato de ser condicionada ao uso de apenas um tipo de seringa – o mesmo modelo de  $20\text{ml}$  presente na seção 3.1.4. Ainda assim, essa faixa pode ser expandida para valores maiores ou menores, desde que utilizadas seringas com as dimensões adequadas.

Para servir de base à bomba de seringa, o modelo de mesa linear IGUS® SHTP-01-12-150 – o mesmo usado como referência nas simulações do capítulo 3 – foi escolhido, isso pois esse modelo atende adequadamente as necessidades de torque e relação mecânica para o movimento do embolo da seringa, características que foram calculadas de acordo com as equações presentes nas seções 2.2.1 e 2.2.2.1.

A escolha do modelo de motor de passo para a bomba de seringa levou em consideração as necessidades de carga e limitações econômicas inerentes ao projeto, assim o modelo escolhido foi o Minebea® 17PM-K304-03V com um torque de  $0,4\text{Nm}$  e resolução de 200 passos, dessa vez diferente do presente no capítulo 3.

Para a definição do torque mínimo do motor, foram levados em consideração os dados dos ensaios reológicos para o material poliálcool poliéster YA-7210 à temperatura de  $60^\circ$ , considerado até o momento o reagente mais viscoso que o equipamento terá de lidar. A partir desses dados aplicados às equações das seções 2.2.1 e 2.2.2.1, pôde-se constatar que um motor com torque de  $0,4\text{Nm}$  atende toda a faixa de vazões proposta para o equipamento, além de poder promover vazões até maiores, algo em torno de  $30\mu\text{m}^3/\text{s}$ , dependendo da seringa e reagente utilizados. Esse modelo de motor escolhido possui uma flange padrão NEMA17 e também conta com eixo duplo, característica que terá sua função explicada mais adiante.

Partindo para o hardware de controle dessas bombas, escolheu-se a plataforma de prototipagem eletrônica Arduino® Mega 2560<sup>1</sup> como base para o desenvolvimento. Essa escolha levou em conta questões econômicas e de praticidade na integração, já que essa

<sup>1</sup> Dados disponíveis em: <<https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardMega2560>> acessado em 15 de Março de 2017.

plataforma é largamente utilizada no que diz respeito ao desenvolvimento de tecnologias eletrônicas, além de contar com vastas bibliotecas de códigos e outras plataformas de extensões, conhecidas como *shields*. A plataforma em questão comporta todas as aplicações propostas nesse trabalho – que são além do controle das bombas de seringa o controle de temperatura do forno e uma provável interface homem máquina – no que diz respeito a processamento, entradas analógicas e digitais, frequência de operação, memória, módulo de comunicação serial entre outras características.

Para que a operação do motor de passo pudesse então ser realizada pelo controlador digital implementado na plataforma Arduino<sup>®</sup>, um módulo de extensão para operação de motores de passo foi escolhido. Esse módulo foi o *Big Easy Driver*<sup>2</sup> v1.2, capaz de atender aos requisitos de tensão e corrente do motor escolhido e operar no modo de micropassos, conforme proposto na seção 2.2.2.4. Dessa forma a resolução angular do motor que originalmente era de  $1,8^\circ$  (200 passos por volta) passa a ser  $0,1125^\circ$  (3200 passos por volta). Esse módulo, além de possuir uma entrada de potência com tensão de 6 a 30 volts e corrente de até 3 amperes, conta também com uma saída com tensão regulada a 5 volts, ideal para a alimentação da plataforma Arduino<sup>®</sup>.

Para que a realimentação do sistema de controle fosse possível, procurou-se um sensor capaz de fornecer um sinal bastante confiável quanto a vazão do equipamento. Como sensores de vazão para medições tão pequenas – quanto as da faixa de vazões proposta anteriormente – tem um custo elevado, optou-se pelo uso de um sensor de rotação do tipo *encoder*, que é um transdutor de posição angular. Essa escolha foi baseada no fato de a rotação do motor estar diretamente ligada a vazão promovida na seringa da bomba, conforme descrito na seção 2.2.2.3.

O modelo de *encoder* escolhido foi o que apresentou um melhor custo benefício, além da possibilidade de direta conexão com o hardware de controle já citado. Trata-se de um *encoder* do tipo incremental com uma resolução de 400 posições por volta e comunicação do tipo quadratura. Para que a resolução desse sistema de realimentação pudesse ser melhorada, foi definido o uso de um sistema de redução por polias de 3:1 entre o eixo do *encoder* e o eixo do motor, o que resultou em uma resolução angular de  $0,3^\circ$  (1200 posições por volta). A opção por um motor de passo com eixo duplo, como dito anteriormente, serviu justamente para facilitar seu acoplamento juntamente ao sistema do *encoder*. Como esse *encoder* é do tipo incremental, definiu-se também a implementação de sensores de fim de curso juntamente às extremidades da mesa linear da bomba.

Outro componente imprescindível para o funcionamento das bombas de seringa é a unidade de potência. Para essa função foi escolhido um conversor de potência do tipo *buck* capaz de realizar a conversão e redução da tensão 220 volts CA da rede para uma tensão

---

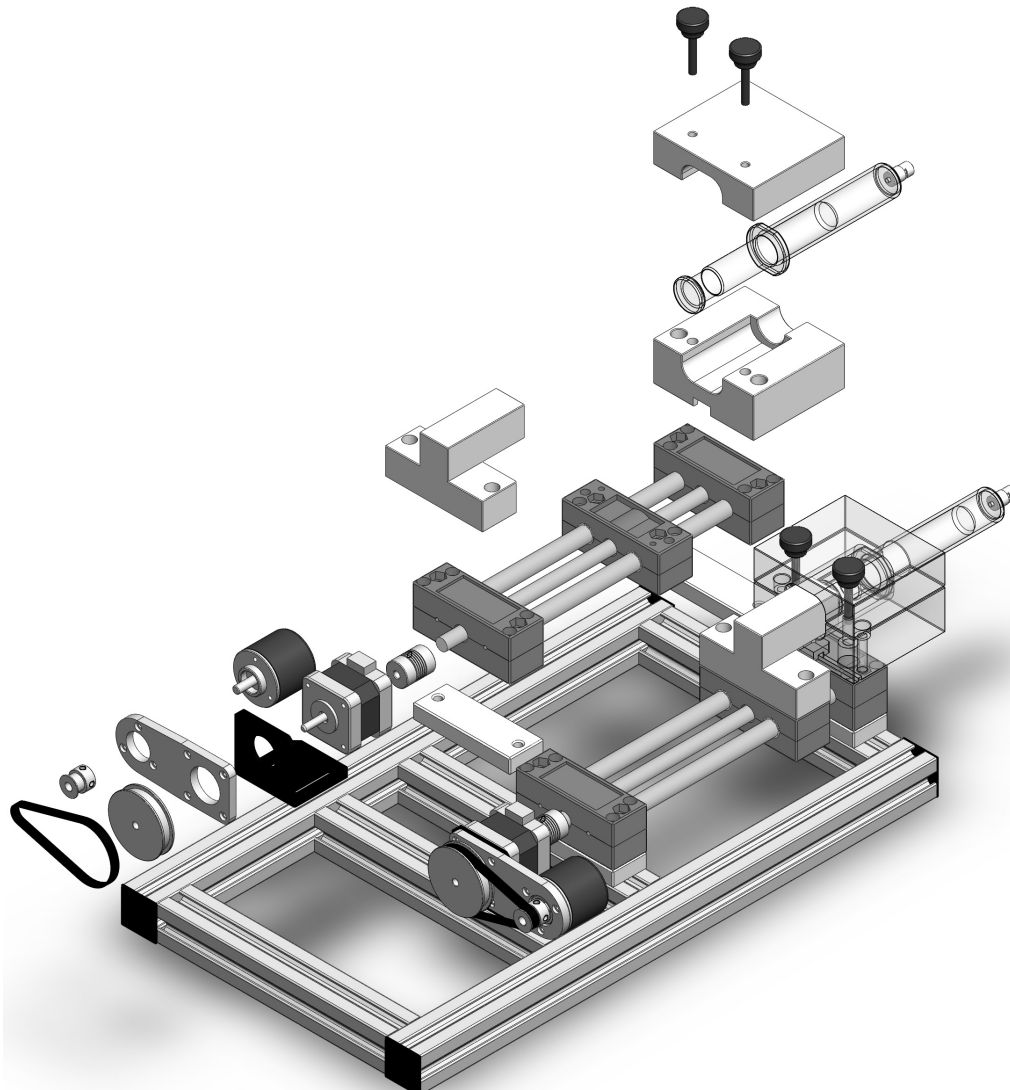
<sup>2</sup> Dados disponíveis em: <<http://www.schmalzhaus.com/BigEasyDriver/>> acessado em 15 de Março de 2017.

de 24 volts CC, sendo a corrente de saída desse limitada em 5 amperes. Essa escolha foi feita levando-se em consideração as características de consumo dos motores de passo e seus respectivos dispositivos de controle, além dos dispositivos que serão empregados no controle da temperatura do forno, exceto pelo fornecimento de potência térmica via resistências. Com vista na possível implementação de uma interface homem máquina, o consumo de tal sistema também foi considerado.

#### 4.1.1 PROJETO MECÂNICO DAS BOMBAS

Finalmente, a fim de que todos esses componentes supracitados pudessem ser integrados, foi desenvolvido um projeto mecânico. Esse projeto trata de todos acoplamentos, suportes, calços, flanges, estruturas de sustentação e alinhamento, além de componentes de fixação e acabamento necessários. Um resumo do que foi desenvolvido no âmbito das bombas de seringa pode ser visto na imagem 24.

Figura 24 – Projeto mecânico das bombas de seringa



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

## 4.2 FORNO

Para o projeto de um forno são necessárias algumas definições iniciais. Conforme já citado na seção 2.4, o modelo adequado para esse projeto consiste em uma caixa isolante contendo resistências elétricas operando pelo princípio da condução e convecção natural, devendo ser capaz de atingir temperaturas entre 60 e 200°C, com uma precisão desejável de  $\pm 1^\circ\text{C}$ . Além dessas definições, outras características importantes são as dimensões desse forno e também a temperatura que ele deve apresentar em sua superfície externa, característica importante para o conforto e segurança do operador do equipamento.

A definição das dimensões internas do forno foi baseada na distribuição e acondicionamento de todo o sistema de seringas e misturador, além das dimensões das resistências elétricas e posições dessas para uma melhor distribuição do calor via convecção natural. As medidas então definidas foram altura de 200mm, largura de 220mm e profundidade de 400mm. A temperatura das superfícies externas do forno foi definida em 44°C, seguindo trabalhos como Subramanian e Chato (1998) e Ungar e Stroud (2010) que propõem modelos para temperatura de contato humano ainda mais seguros que os propostos em normas internacionais.

### 4.2.1 ISOLAMENTO TÉRMICO

Feitas essas primeiras definições a respeito do forno, passa-se para o dimensionamento do seu isolamento térmico. Como tratado na seção 2.4, compõe o isolamento térmico todo o invólucro que circunda o volume interno do forno, para esse projeto definiu-se que a parte superior do forno seria uma tampa com um visor – configuração que permite um melhor acesso ao sistema de mistura e a possibilidade da observação do processo de geração da amostra de TPU – e as paredes e fundo do forno seguiriam o esquema de parede composta conforme a figura 14, em uma configuração de duas chapas metálicas separadas por um material isolante.

O material escolhido para compor o visor da tampa foi o vidro temperado, devido a sua resistência e capacidade de suportar grandes diferenças de temperatura. Para que a característica de isolamento térmico nesse visor também fosse mantida, uma configuração de vidro duplo foi necessária, assim o ar entre as chapas de vidro atua como material isolante. Para compor as paredes do forno, foram escolhidos como materiais chapas de aço carbono e lã de rocha, tais materiais são muito utilizados para fins de isolamento em muitos fornos presentes no mercado, além de possuírem um baixo custo.

Levando-se em conta o caráter estrutural do forno, a espessura das chapas de vidro foi então fixada em 4mm e a espessura das chapas de aço carbono foi fixada em 1,5mm, valores compatíveis aos de fornos convencionais. Valendo-se dessas definições e da



consulta de tabelas de propriedades dos materiais escolhidos, resumida na tabela 4<sup>3</sup> e do coeficiente de transferência de calor por convecção para ambientes internos  $h$  de  $8W/m^2K$ , previsto na norma ABNT-NBR-15220 (2003), pôde-se então calcular a espessura mínima do material isolante a ser utilizado – ar entre as chapas de vidro e lã de rocha entre as chapas metálicas – a partir da equação 2.27 presente na seção 2.4.1.

Tabela 4 – Propriedades térmicas dos materiais

<b>Material</b>	<b>Condutividade térmica <math>K[W/mK]</math></b>	<b>Calor específico <math>c_v[J/kgK]</math></b>
Vidro	1,4 (temperado)	835 (borossilicato)
Ar	0,0407 (a 500 kelvin)	726 (a 400 kelvin)
Aço carbono	60,5	434
Lã de rocha	0,04	-
MDI	-	1500
Poliol poliéster	-	2009

Os valores então calculados para os isolantes foram de  $41,5mm$  para o ar entre as chapas de vidro e  $41,1mm$  para a lã de rocha. A fim de facilitar o projeto do forno optou-se então por utilizar como padrão, para a espessura total tanto do visor quanto das paredes, o valor de  $50mm$ , deixando assim uma pequena margem de garantia em ambos isolamentos.

#### 4.2.2 SISTEMA DE AQUECIMENTO

Feitas todas as definições das seções anteriores, o próximo passo foi a definição do sistema de aquecimento. Para isso primeiramente foi calculado o requisito mínimo de potência para o correto funcionamento do forno. Conforme discutido na seção 2.4.2, isso se faz calculando a energia necessária para o aquecimento dos materiais contidos no forno, seguido da definição de um tempo para esse aquecimento e pela subsequente estimação das perdas associadas ao sistema.

Para o cálculo da energia, definiu-se o conteúdo do forno como sendo o volume máximo de reagentes passível de uso,  $20ml$  de cada, o volume estimado de vidro borossilicato que constitui as seringas e sistema de misturador e volume de ar que preenche o restante do interior do forno, além disso, conforme sugerido em Çengel e Boles (2011) para um cálculo mais assertivo, foi também considerado o volume da primeira camada de chapa metálica presente na parede do isolamento.

<sup>3</sup> Dados referentes ao vidro, aço carbono e condutividade térmica do ar consultados em Incropera et al. (2008), calor específico do ar consultado em Çengel e Boles (2011), dados referentes a lã de rocha consultados em: <<http://www.protolab.com.br/Tabela-Conductividade-Material-Construcao.htm>> acessado em 3 de Março de 2017, demais materiais conforme nota da seção 3.1.1. As diferentes temperaturas do ar têm sua escolha justificada na máxima temperatura do forno para o cálculo do isolamento, ou na metade de sua faixa de temperaturas, para o cálculo energético.

As massas estimadas dos materiais foram então de  $0,0242kg$  de MDI,  $0,0238kg$  de polioli poliéster,  $0,3671kg$  de vidro,  $0,0202kg$  de ar e  $3,9946kg$  de chapas metálicas. A partir disso, dos dados de calor específico apresentados previamente na tabela 4 e da maior variação de temperatura à ser imposta ao forno – da temperatura ambiente  $25^{\circ}C$  até a temperatura máxima  $200^{\circ}C$  – que é de 175 kelvin, o cálculo da energia necessária pôde ser feito conforme a equação 2.28 para cada material, resultando na soma de  $374,32KJ$ .

Escolhendo-se então um tempo e 10 minutos para o aquecimento de todo conteúdo do forno – tempo esse compatível com a operação do equipamento e também com tempos de aquecimento de fornos convencionais – pôde-se através da equação 2.29 calcular a potência de  $624W$  necessária para a realização desse trabalho.

Além dessa potência, também se calculou as perdas para o ambiente – que ocorrem via as paredes do forno, o visor e o encaixe da seringa mostrado no projeto mecânico da seção 4.1 – através das equações 2.30, 2.31, 2.25 e 2.26, resultando em  $3,5W$ , valor que comprova a alta eficiência do sistema de isolamento térmico.

Assim, seguindo o que foi dito na seção 2.4.2 a respeito da utilização de resistências elétricas com potência excedente ao valor calculado para o projeto, optou-se pelo uso de duas resistências elétricas de  $500W$  cada, essas com tamanho adequado à instalação nas paredes laterais internas do forno.

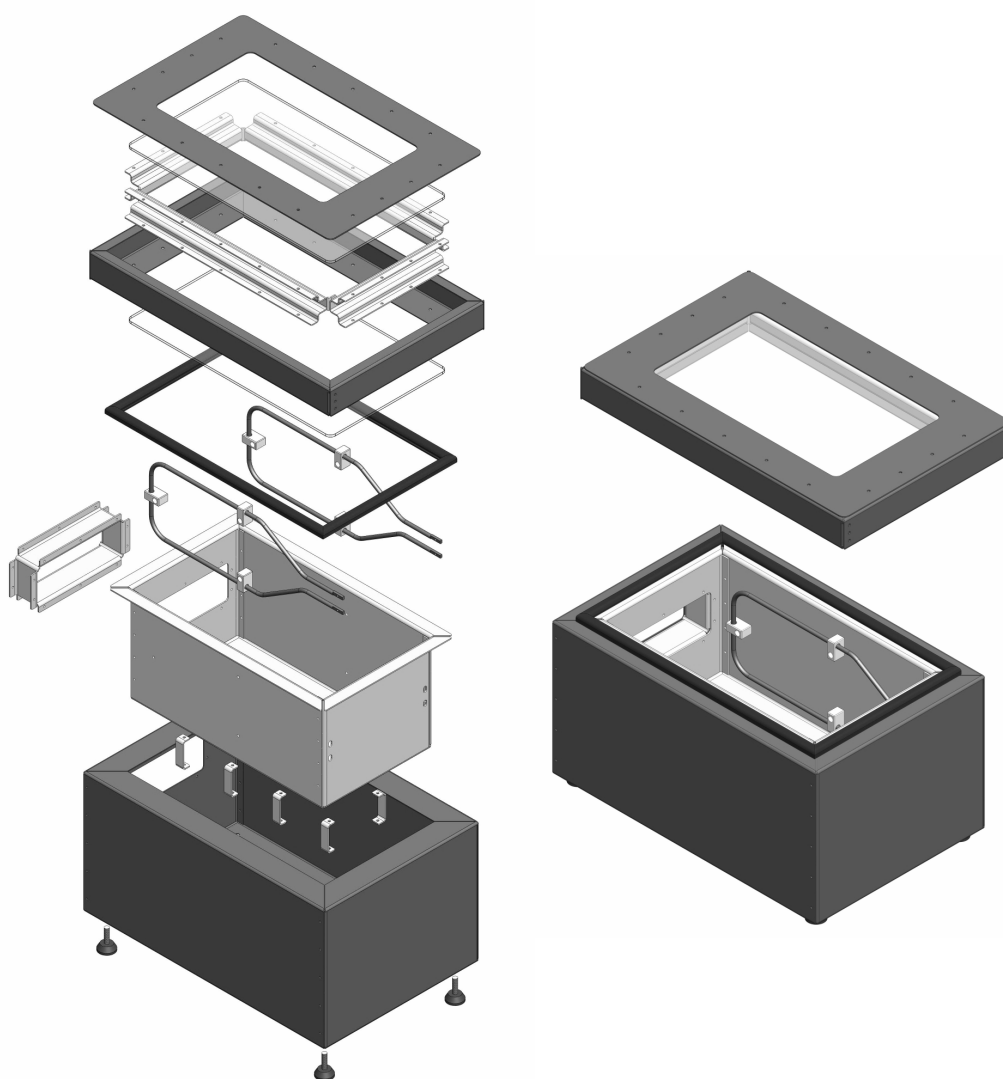
Para o controle proporcional da potência aplicada às resistências do forno, foi escolhido um módulo de extensão compatível com a plataforma Arduino<sup>®</sup> do modelo *dimmer* MC-8A, módulo esse que atende às especificações de tensão e corrente necessárias ao funcionamento do forno.

O hardware escolhido para a implementação do controlador de temperatura foi a mesma plataforma de prototipagem eletrônica Arduino<sup>®</sup> Mega 2560 descrita na seção 4.1, além disso foi escolhido um módulo de extensão para Arduino<sup>®</sup> modelo *Nanoshield Termopar* que é um condicionador de sinal para o sensor de temperatura, que por sua vez foi definido como podendo ser um termopar do modelo “E” ou “T”. Essas definições foram feitas de acordo com Balbinot e Brusamarello (2010) e de acordo com os dados de aplicação, faixa de temperaturas e precisão do forno propostos nesse capítulo.

### 4.2.3 PROJETO MECÂNICO DO FORNO

Enfim, a partir de todas as definições das seções anteriores e de forma compatível ao projeto das bombas de seringa, o forno teve seu projeto mecânico realizado como pode ser visto na figura 25.

Figura 25 – Projeto mecânico do forno

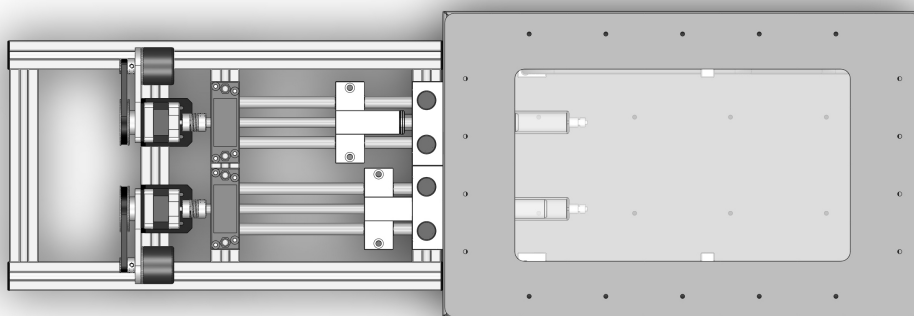
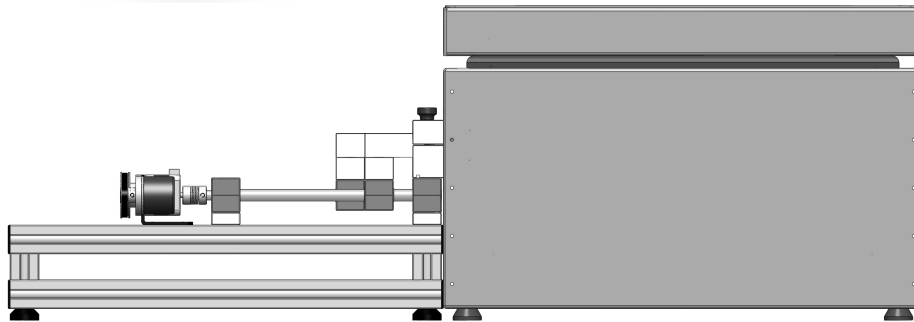
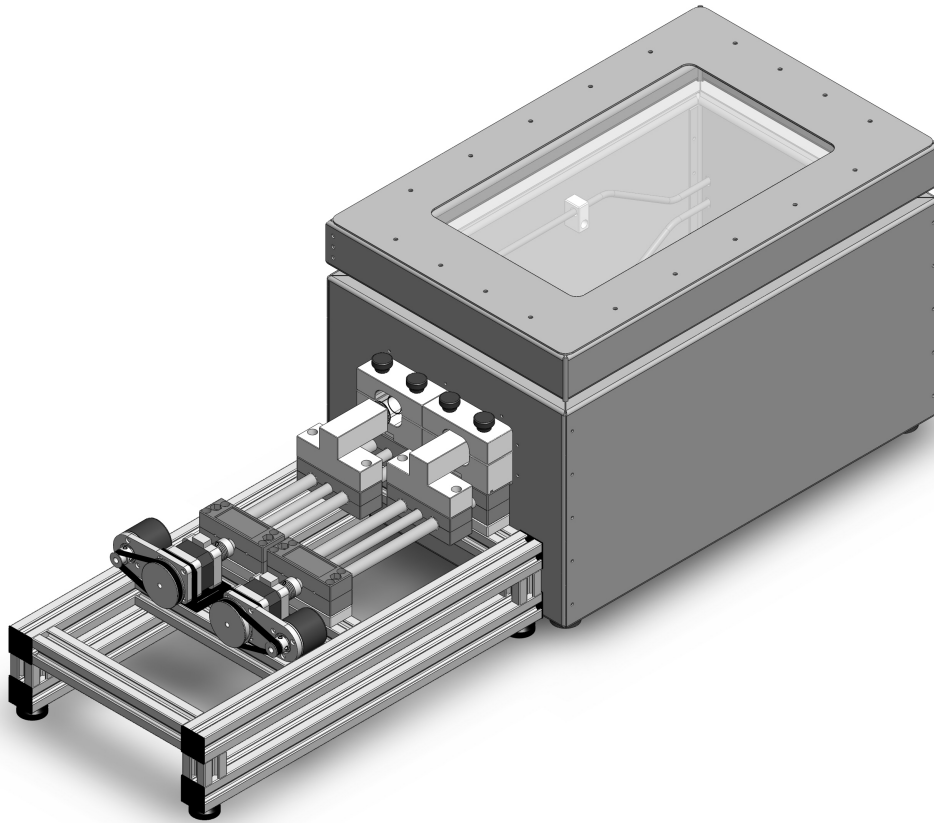


*Fonte: Elaborado pelo autor, 2017*

### 4.3 PROJETO MECÂNICO COMPLETO

Para uma melhor contemplação e entendimento do projeto mecânico do equipamento proposto para a produção dos TPUs, pode-se observar a figura 26.

Figura 26 – Projeto mecânico completo

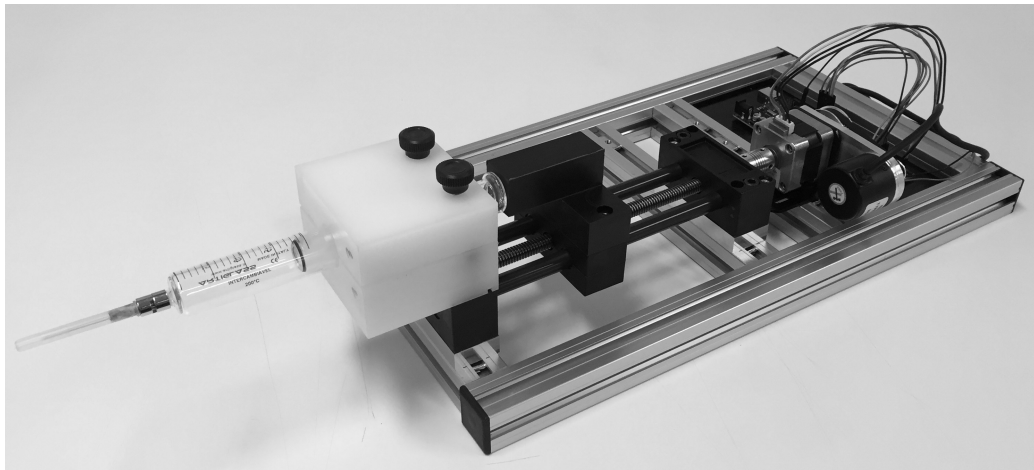


Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

## 5 PROTÓTIPO E EXPERIMENTOS PRÁTICOS

A fim de se testar de maneira prática os conceitos até então tratados neste trabalho e também de se validar a aplicação do sistema de bomba de seringa para a produção de amostras de TPU, um protótipo dessa bomba foi montado, conforme pode ser visto na figura 27. Esse protótipo, constituído inicialmente de apenas um conjunto que compõe uma bomba de seringa, foi construído seguindo-se exatamente as definições de projeto até então propostas.

Figura 27 – Protótipo da bomba de seringa



*Fonte: Elaborado pelo autor, 2017*

### 5.1 CONTROLADOR DIGITAL DA BOMBA DE SERINGA

Uma vez montado o protótipo, passou-se à implementação do controlador digital PID modificado proposto por Elksasy e Hesham (2010), conforme tratado na seção 3.2. Seguindo o que foi definido, a leitura da vazão da bomba de seringa seria realizada via a leitura de um *encoder* acoplado ao motor de passo da bomba, leitura essa realizada pela plataforma de prototipagem Arduino<sup>®</sup>. Para isso foi necessária a programação do microcontrolador de 8 bits ATmega2560 presente nessa plataforma, o que foi realizado através da interface de programação Arduino IDE via linguagem de programação C e utilização de bibliotecas próprias ao Arduino<sup>®</sup>.

Devido às bibliotecas disponíveis para a plataforma Arduino<sup>®</sup> não possibilitarem acesso direto a muitas funcionalidades do microcontrolador, foram encontradas dificuldades quanto à precisão na leitura do *encoder*, já que para a medição de velocidade de um *encoder* de quadratura, conforme o modelo deste projeto, é necessária a contagem de tempo entre os pulsos de seus terminais através de rotinas de interrupção. Esse problema foi solucionado a partir do acesso direto aos *timers* do microcontrolador, o que foi feito via programação e

com o cuidado de não se interferir nas funcionalidades de bibliotecas próprias à plataforma que porventura pudessem ser utilizadas.

Como o comando do *drive* do motor de passo também depende da utilização de *timers* para a geração de um trem de pulsos, referente aos micropassos, um ensaio de leitura e escrita via interrupções de *timers* do microcontrolador foi proposto.

Para esse ensaio foi desenvolvida uma aplicação de escrita e leitura de dados realizada pela própria plataforma Arduino<sup>®</sup>, onde ocorreu a varredura de todo o espectro de frequências que compreendem as vazões propostas para o equipamento, definidas na seção 4.1, sendo sempre a frequência gerada monitorada via um osciloscópio. A partir desse ensaio, pôde-se descobrir um erro médio na leitura de  $53\mu s$ , que pôde ser corrigido digitalmente via programação, chegando-se então em um erro médio menor que  $0,5\mu s$ . A programação dos *timers* foi feita baseada sempre na melhor resolução possível para a leitura e escrita, que é de  $1\mu s$ .

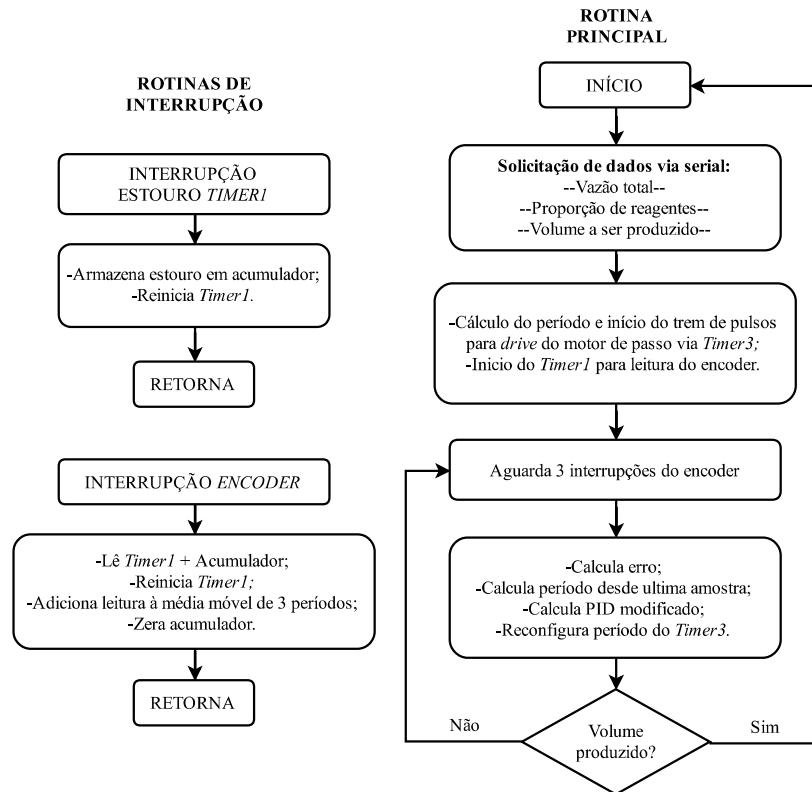
Resolvido o problema de precisão na leitura do *encoder*, passou-se para a implementação do controlador PID modificado. Como forma de aproximação do compensador PID, optou-se pelo método de Euler conforme Ogata (1994), apenas com a modificação da aplicação do ganho derivativo sobre o erro relativo à amostra anterior e não sobre o erro absoluto, alternativa essa que apresentou um resultado menos propenso a oscilações. Como proposto na seção 3.2 e de acordo com a estrutura do PID modificado presente na figura 18, o cálculo desse compensador foi então somado ao valor da referência, obtendo-se assim o sinal de controle a ser aplicado ao *drive* do motor de passo.

Como o período de amostragem está ligado à vazão da bomba, ou seja, à velocidade angular do *encoder* que fornece um trem de pulsos ao controlador, esse não possui um valor fixo. Esse período lido precisa então ser convertido em velocidade do motor sempre pelo cálculo da média de múltiplos de três de seus pulsos, o que se deve à relação de polias que associam os eixos do *encoder* e do motor de passo. Dessa forma o período do trem de pulsos lido pelo controlador segue a relação de  $8/3$  do período do trem de pulsos do *drive* do motor de passo, que opera em modo de 16 micropassos, conforme a equação 2.21.

Como forma de melhorar o sinal lido do *encoder*, um filtro do tipo *debounce* foi implementado digitalmente dentro da rotina de interrupção do *encoder*, sendo esse projetado para ignorar qualquer frequência acima de  $1kHz$  proveniente da leitura. Adicionalmente um filtro capacitivo também foi implementado junto ao pino de leitura eliminando possíveis ruídos associado ao sistema elétrico do *encoder*.

Assim, conhecidas as dimensões da seringa de  $20ml$  e do fuso que compõe a mesa linear, além das relações descritas pelas equações 2.9 e 2.21, pôde-se implementar um algoritmo de controle para a bomba de seringa que pode ser melhor compreendido através do fluxograma presente na figura 28.

Figura 28 – Fluxograma do algoritmo do controlador



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

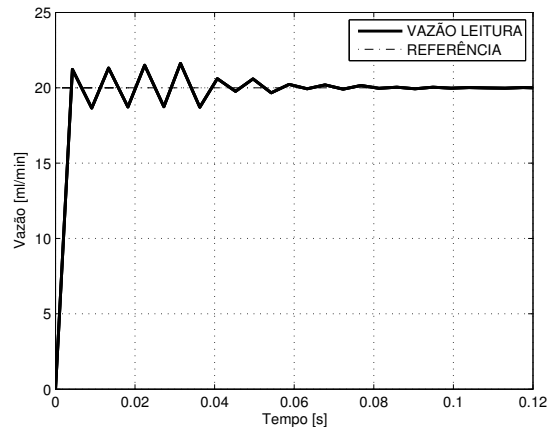
## 5.2 ENSAIOS DE VAZÃO

O controlador descrito na seção anterior foi então aplicado ao protótipo mostrado na figura 27 e, tendo como ponto de partida os valores dos ganhos obtidos nas simulações da seção 3.2, fez-se novamente o ajuste manual dos ganhos proporcional integral e derivativo via sintonia manual, conforme a tabela 6 do anexo B proveniente de Dorf e Bishop (2013), até que se obteve um resultado satisfatório na resposta do sistema. Os valores dos ganhos utilizados para o PID modificado foram então  $K_P=0,5$ ,  $K_I=150$ ,  $K_D=0,0004$  e o ganho em malha aberta continuou sendo unitário, seguindo a estrutura do PID modificado apresentada na figura 18.

Para os ensaios dessa seção o líquido de referência utilizado foi sempre água Mili-Q<sup>®</sup>, o que se deve à sua pureza e possibilidade da medição indireta do volume através da medição da massa em uma balança de precisão. Para que o torque do sistema ficasse semelhante ao da utilização da bomba com um fluido viscoso, utilizou-se uma agulha com diâmetro interno 0,38mm como redução na saída da seringa da bomba.

Um ensaio para o pior caso de carga que a bomba pode operar, com uma vazão de 20ml/min, foi então realizado e os dados de leitura do trem de pulsos do *encoder* foram salvos, convertidos em vazão e dispostos em um gráfico como pode ser visto na figura 29.

Figura 29 – Resposta real do controlador PID modificado



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Esse ensaio mostrou um tempo de acomodação do sistema relativamente pequeno – comportamento semelhante ao observado nas simulações da seção 3.2 e desejável para a qualidade da mistura dos reagentes – além de demonstrar uma redução do sobressinal e da característica oscilatória da resposta se comparado aos resultados das simulações, características essas provavelmente relacionadas à influência da resistência mecânica associada ao sistema da bomba de seringa.

Como a vazão demonstrada no gráfico da figura 29 é na verdade o resultado do cálculo de sua relação com a rotação do *encoder* e não uma medida direta, propôs-se um outro ensaio para a validação da vazão gerada pela bomba de seringa. Para isso implementou-se um algoritmo semelhante ao apresentado na figura 28, mas dessa vez configurado para operar pelo período de 1 minuto, possibilitando a medição da massa de fluido expelida pela bomba de seringa nesse tempo. Nesse ensaio, o fluido foi coletado em um becker, com massa previamente medida em uma balança de precisão, e teve sua massa medida por essa mesma balança. Valendo-se da característica de densidade da água ser  $1g/cm^3$  pôde-se então relacionar a massa ao volume de água expelido. Os resultados desse ensaio podem ser vistos na tabela 5 e demonstram que a bomba de seringa cumpre com a vazão e ela definida, apresentando um erro inferior a 0,4%.

Tabela 5 – Ensaio de vazão

Vazão configurada	Volume coletado	Erro
20 ml/min	20,065 ml	0,18%
5 ml/min	4,9817 ml	0,37%
2,5 ml/min	2,5071 ml	0,28%



## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foram estudadas possíveis alternativas construtivas em relação a um equipamento para a produção de pequenas amostras de poliuretanos termoplásticos.

Através da revisão bibliográfica pôde-se chegar a modelos matemáticos que descrevem as principais características de funcionamento do equipamento, além de ter sido possível a identificação e definição de componentes para a construção tanto de um sistema de controle de vazão e mistura dos reagentes, como a bomba de seringa acoplada à um misturador estático, quanto de um sistema de controle de temperatura, como o modelo de forno proposto. Através desse estudo puderam também ser definidas características de funcionamento do equipamento, como o modo de operação do motor em micropassos, além de serem também definidas as técnicas de controle adequadas à aplicação, PID modificado para o caso das bombas de seringa e PID convencional para o controle de temperatura do forno.

Através dos softwares MATLAB<sup>®</sup> e Simulink<sup>®</sup> realizou-se a implementação dos modelos matemáticos referentes ao sistema da bomba de seringa e ao sistema térmico do forno, e aplicando-se os devidos controladores a cada modelo, puderam ser realizadas simulações de seus comportamentos na produção de uma amostra hipotética de TPU.

A partir dessas simulações pôde-se comprovar a aplicabilidade dos modelos de controladores propostos e passou-se ao desenvolvimento de um projeto completo de equipamento, o que contemplou a definição de todos componentes envolvidos, além de um projeto mecânico.

Por fim, a partir do início da construção de um protótipo do equipamento pôde-se validar o funcionamento e a aplicabilidade do sistema de bombas de seringa proposto anteriormente, tendo esse se mostrado uma alternativa de baixa complexidade e apresentando características que parecem condizer com as necessárias à produção de amostras de TPU.

Uma vez que o protótipo ainda não está concluído, deve-se continuar seu desenvolvimento, o que contempla a aquisição e montagem de mais uma bomba de seringa, um sistema de misturador estático e a construção do forno conforme aqui proposto. Assim, com um protótipo completamente funcional será possível a validação definitiva deste projeto na produção das amostras de TPUs, o que possibilitará o possível depósito de uma patente, e a utilização desse equipamento na produção científica na área de materiais dentro da Universidade de Caxias do Sul.



## REFERÊNCIAS

- ABNT-NBR-15220. Desempenho térmico de edificações. In: **Comissão de Estudo de Desempenho Térmico de Edificações**. [S.l.]: ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2003. Citado na página 55.
- ACARNLEY, Paul P. **Stepping Motors, a guide to theory and practice**. 4. ed. London: The Institution of Engineering and Technology, 2002. Citado 4 vezes nas páginas 24, 26, 27 e 28.
- BALBINOT, Alexandre; BRUSAMARELLO, Valner Joao. **Instrumentação e fundamentos de medidas v1**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010. Citado na página 56.
- BARNES, Howard A. **A Handbook of Elementary Rheology**. 1. ed. Aberystwyth: University of Wales, 2000. Citado 3 vezes nas páginas 18, 32 e 41.
- BEDWANI WASSIM A.AND ISMAIL, Ossama M. Genetic optimization of variable structure pid control systems. In: **Computer Systems and Applications, ACS/IEEE**. Sharm El-Sheikh: IEEE Publishing, 2001. (25-29 Junho). Citado na página 38.
- BENDJEDIA, Moussa et al. Position control of a sensorless stepper motor. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE Publishing, v. 27, n. 2, p. 578—587, Setembro 2012. Citado na página 24.
- BETIN, F.; DELOIZY, M.; GOELDEL, C. Closed loop control of a stepping motor drive comparison between pid control, self tuning regulation and fuzzy logic control. **European Power Electronics and Drives Journal**, Taylor and Francis, v. 8, n. 1, p. 33—39, Setembro 1999. Citado 3 vezes nas páginas 24, 27 e 71.
- BIRCA-GALATEANU, S. On the thermal inertia of the semiconductor components. In: **International Symposium on Signals, Circuits and Systems**. Iasi, Romania: IEEE Publishing, 2005. Citado na página 36.
- BOLAT, Emine Doğru; ERKAN, Kadir; POSTALCI OĞLU, Seda. Microcontroller based temperature control of oven using different kinds of autotuning pid methods. **Lecture Notes in Computer Science**, Springer, v. 3809, p. 1295–1300, Dezembro 2006. Citado na página 38.
- CHEN, Daniel Xiongbiao. **Modeling and Off-line Control of Fluid Dispensing for Electronics Packaging**. Tese (Doutorado) — University of Saskatchewan, Saskatoon, 2002. Citado na página 21.
- CHEN, X. B.; SCHOENAU, G.; ZHANG, W. J. Modeling of time-pressure fluid dispensing processes. **IEEE Transactions on Electronics Packaging Manufacturing**, IEEE Publishing, v. 23, n. 4, p. 300–305, Outubro 2000. Citado 3 vezes nas páginas 20, 21 e 22.
- DIKONDWAR, Smita R. Micro flow rate infusion pump prototype. **International Journal of Advanced Research in Computer Science and Software Engineering**, v. 3, n. 7, p. 315—318, Julho 2013. Citado na página 23.

DORF, Richard C.; BISHOP, Robert H. **Sistemas de Controle Modernos**. 12. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013. Citado 4 vezes nas páginas 45, 48, 61 e 71.

ELKSASY, M. S. M.; HESHAM, H. Gad. A new technique for controlling hybrid stepper motor through modified pid controller. **International Journal of Electrical and Computer Sciences**, IJENS, v. 10, n. 2, p. 28—35, Abril 2010. Citado 7 vezes nas páginas 24, 28, 29, 44, 45, 59 e 71.

FREDRIKSEN, T. Roland. Applications of the closed-loop stepping motor. **IEEE Transactions on Automatic Control**, IEEE Publishing, v. 13, n. 5, p. 464—474, Outubro 1968. Citado na página 27.

GOLNARAGHI, Farid; KUO, Benjamin C. **Sistemas de Controle Automático**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012. Citado na página 38.

HASEEBUDDIN, Syed et al. Temperature dependence of viscosity of polyurethane polyol solutions: Application of rheological models. **Journal of Applied Polymer Science**, Wiley, v. 59, n. 1, p. 29—36, Janeiro 1996. Citado na página 18.

HOBBS, D. M.; MUZZIO, F. J. The kenics static mixer: a three-dimensional chaotic flow. **Chemical Engineering Journal**, Elsevier, v. 67, n. 3, p. 153—166, Junho 1997. Citado na página 31.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. Citado 7 vezes nas páginas 32, 33, 34, 35, 36, 37 e 55.

IONESCU, Mihail. **Chemistry and Technology of Polyols for Polyurethanes**. 1. ed. Shawbury: Rapra Technology, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 39.

JAFFRIN, M. Y.; SHAPIRO, A. H. Peristaltic pumping. **Annual Review of Fluid Mechanics**, Annual Reviews, v. 3, p. 13—37, Janeiro 1971. Citado na página 19.

JI, Yuan et al. Dual-syringe reactive electrospinning of cross-linked hyaluronic acid hydrogel nanofibers for tissue engineering applications. **Macromolecular Bioscience**, Wiley, v. 6, n. 10, p. 811—817, Outubro 2006. Citado na página 19.

JOHNSON, Michael A.; MORADI, Mohammad H. **PID Control New Identification and Design Methods**. London: Springer-Verlag, 2005. Citado na página 27.

KENJO, Takashi. **Step motors and their microprocessor controls**. New York: Oxford University Press, 1984. Citado na página 24.

KUO, Benjamin C. Closed-loop and speed control of step motors. In: **Symp. Incremental Motion Control Systems and Devices**. Illinois: Urbana-Champaign, 1974. (3rd Annu). Citado na página 27.

KUO, Benjamin C. **Step motors and control systems**. Illinois: SRL Publishing Company, 1979. Citado na página 24.

LEE, Chin C.; WANG, David T.; CHOI, Won S. Design and construction of a compact vacuum furnace for scientific research. **Review of Scientific Instruments**, American Institute of Physics, v. 77, n. 12, p. 125104, Dezembro 2006. Citado na página 38.

LIN, Hai bo. A kind of intelligent temperature controller use pid algorithm to realize. In: **Electrical and Control Engineering (ICECE)**. Beijing: IEEE Publishing, 2011. (16-18 Setembro). Citado na página 38.

MIRAGHAIE, Reza et al. The dynamics of liquid slugs forced by a syringe pump. **Math-in-industry**, Claremont Colleges, 2009. Citado na página 23.

NORTON, Robert Lawrence. **Projeto de máquinas : uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 23.

OGATA, Katsuhiko. **Discrete-Time Control Systems**. 2. ed. Upper Saddle River: Prentice-Hall, 1994. Citado 2 vezes nas páginas 48 e 60.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de controle moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010. Citado 6 vezes nas páginas 25, 27, 38, 47, 48 e 71.

PRISACARIU, Cristina. **Polyurethane Elastomers**. 1. ed. Wien: Springer, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 41.

PROVENZA, Francesco. **Desenhista de Máquinas PRO-TEC**. 1. ed. São Paulo: Editora F. Provenza, 1960. Citado na página 43.

RAULINE, D. et al. A comparative assessment of the performance of the kenics and smx static mixers. **Trans IChemE**, Elsevier, v. 78, n. 3, p. 389–396, Abril 2000. Citado na página 31.

SAIDI, Imen; OUNI, Lilia El Amraoui; BENREJEB, Mohamed. Design of an electrical syringe pump using a linear tubular step actuator. **International Journal on Sciences and Techniques of Automatic control and computer engineering**, Academic Publication Center, CPU, v. 4, n. 2, p. 1388–1401, Dezembro 2010. Citado na página 20.

SCHOEMAN, Ruaan Morné. **Design and development of an automated temperature controller for curing ovens**. Dissertação (Mestrado) — Vaal University of Technology, Vanderbijlpark, 2011. Citado na página 36.

SCHRÖDER, Stefan; DONCKER, Rik W. De. Physically based models of high power semiconductors including transient thermal behavior. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE Publishing, v. 18, n. 1, p. 231—235, Janeiro 2003. Citado na página 36.

SCLATER, Neil. **Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 2011. Citado na página 22.

SUBRAMANIAN, B.; CHATO, J. C. Safe touch temperatures for hot plates. **Journal of Biomechanical Engineering**, University of Illinois, v. 120, n. 6, p. 727–736, Dezembro 1998. Citado na página 54.

SWIFT, Glenn; MOLINSKI, Tom S.; LEHN, Waldemar. A fundamental approach to transformer thermal modeling-part i: Theory and equivalent circuit. **IEEE Transactions on Power Delivery**, IEEE Publishing, v. 16, n. 2, p. 171—175, Abril 2001. Citado na página 36.

THAKUR, R. K. et al. Static mixers in the process industries - a review. **Trans IChemE**, Elsevier, v. 81, n. 7, p. 787—826, Agosto 2003. Citado na página 30.

UNGAR, Eugene K.; STROUD, Kenneth J. A new approach to defining human touch temperature standards. In: **International Conference on Environmental Systems**. Barcelona: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2010. (40th). Citado na página 54.

VERHOEVEN, Vincent Wilhelmus Andreas. **The Reactive Extrusion of Thermoplastic Polyurethane**. Tese (Doutorado) — University of Groningen, Groningen, 2006. Citado na página 13.

VILAR, Walter Dias. **Química e Tecnologia dos Poliuretanos**. 2. ed. Rio de Janeiro: Vilar Consultoria, 1999. Citado 3 vezes nas páginas 17, 18 e 39.

WEISS, Markus et al. Syringe size and flow rate affect drug delivery from syringe pumps. **Canadian Journal of Anesthesia**, Springer, v. 47, n. 10, p. 1031–1035, Outubro 2010. Citado na página 19.

WIJNENA, Bas et al. **Open-Source Syringe Pump Library**. California: PLoS ONE, 2014. Disponível em: <<http://journals.plos.org/plosone/article?id=10.1371/journal.pone.0107216>>. Acesso em: 1 de outubro de 2016. Citado na página 23.

WORSTELL, Jonathan. **Batch and Semi-batch Reactors**. 1. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2015. Citado na página 13.

XU, J. H. et al. The dynamic effects of surfactants on droplet formation in coaxial microfluidic devices. **Langmuir**, American Chemical Society, v. 28, n. 25, p. 9250—9258, Junho 2012. Citado na página 19.

YANG, Sheng-Ming; KUO, Ei-Lang. Damping a hybrid stepping motor with estimated position and velocity. **IEEE Transactions on Power Electronics**, IEEE Publishing, v. 18, n. 3, p. 880—887, Maio 2003. Citado na página 29.

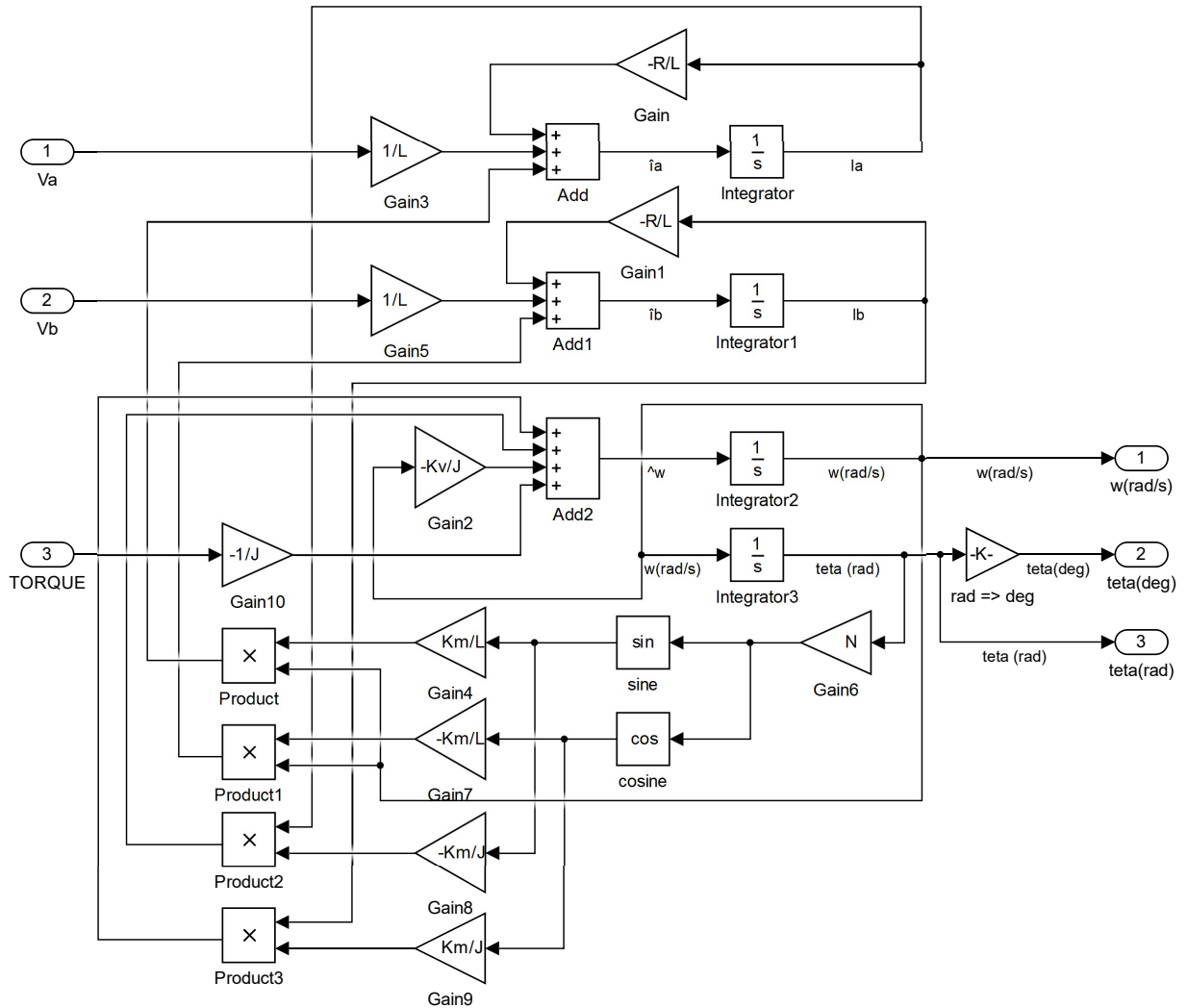
YEDAMALE, Padmaraja; CHATTOPADHYAY, Sandip. Stepper motor microstepping with pic18c452. In: **Application note AN822**. [S.l.]: Microchip Technology Inc., 2002. Citado na página 29.

ZALC J. M.AND SZALAI, E. S.; MUZZIO, F. J. Characterization of flow and mixing in an smx static mixer. **American Institute of Chemical Engineers Journal**, Wiley, v. 48, n. 3, p. 427—436, Março 2002. Citado na página 31.

ÇENGEL, Yangus A.; BOLES, Michael A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 2011. Citado 4 vezes nas páginas 32, 33, 34 e 55.

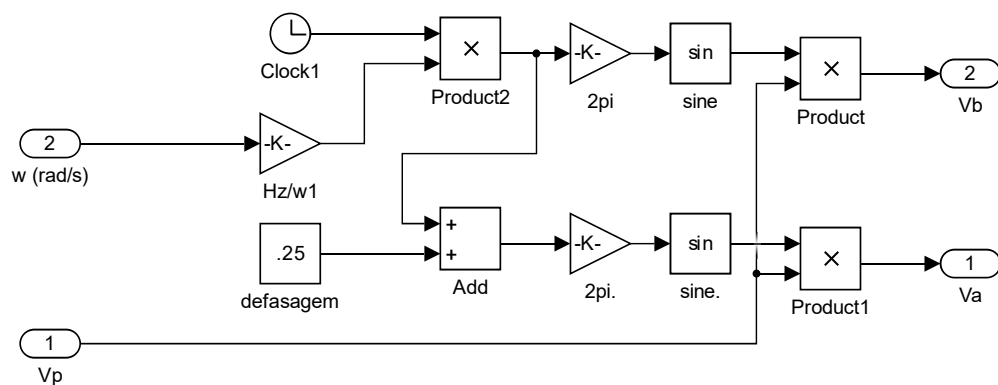
## ANEXO A – MODELOS SIMULINK

Figura 30 – Diagrama motor de passo híbrido



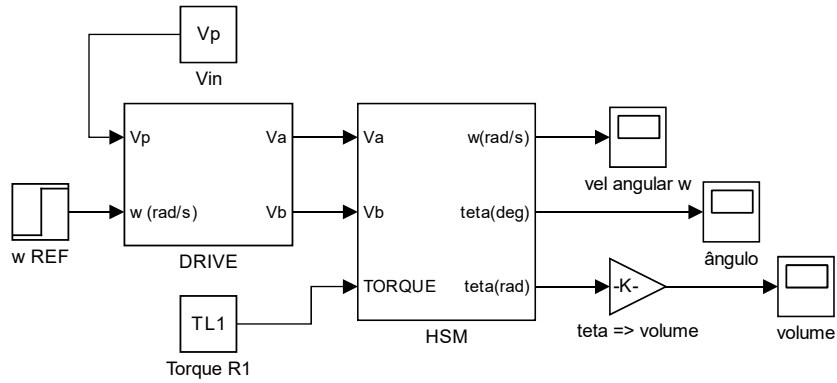
Fonte: Elaborado pelo autor, 2016

Figura 31 – Diagrama drive micropassos



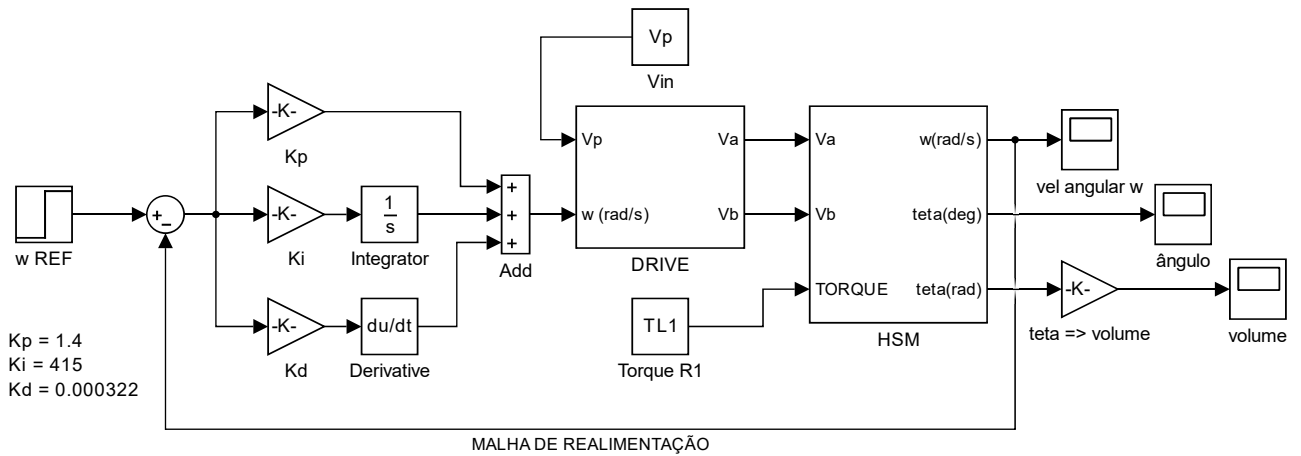
Fonte: Elaborado pelo autor, 2016

Figura 32 – Controlador em malha aberta aplicado ao motor de passo



Fonte: Elaborado pelo autor, 2016

Figura 33 – Controlador PID aplicado ao motor de passo



Fonte: Elaborado pelo autor, 2016



## ANEXO B – CONTROLADOR PID APLICADO AO MOTOR DE PASSO

Como feito por Elksasy e Hesham (2010), um modelo do motor controlado via PID foi primeiramente implementado, vide figura 33 do anexo A, sendo a entrada desse a velocidade angular de referência desejada para o motor.

Foi então realizada a tentativa de ajuste dos parâmetros do controlador via o método de Ziegler e Nichols (OGATA, 2010) – que é um dos métodos mais conhecidos e utilizados – o que não foi possível devido às características da resposta do sistema. Partiu-se então para uma abordagem de sintonia manual dos parâmetros do controlador, conhecida como tentativa e erro. Essa técnica consiste em se ajustar os ganhos proporcional, integral e derivativo um a um, até que um resultado satisfatório seja alcançado (DORF; BISHOP, 2013). Para auxiliar nesse processo, foi utilizada a tabela 6, que mostra como um sistema controlado por um PID reage às alterações dos ganhos do controlador na resposta a uma entrada do tipo degrau (DORF; BISHOP, 2013).

Tabela 6 – Efeito da variação dos ganhos PID  $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$

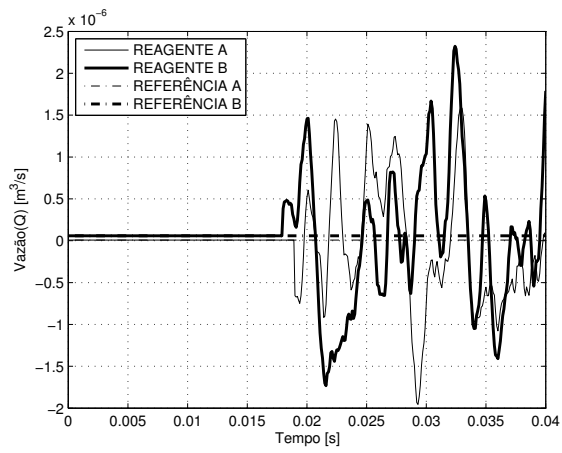
Ganho do PID	Sobressinal	Tempo de acomodação	Erro quando estável
Aumento de $K_P$	Aumenta	Impacto mínimo	Diminui
Aumento de $K_I$	Aumenta	Aumenta	Erro é nulo
Aumento de $K_D$	Diminui	Diminui	Nenhum impacto

Dessa forma, os valores obtidos para os ganhos proporcional, integral e derivativo, foram  $K_P=1,4$ ,  $K_I=415$  e  $K_D=0,000322$  respectivamente.

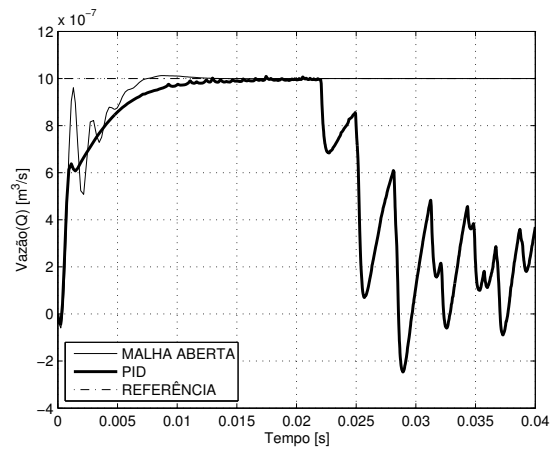
De forma semelhante ao que foi mostrado por Elksasy e Hesham (2010), e devido à característica não linear e ao problema de ressonância do modelo do motor de passo híbrido, apresentados por Betin, Deloizy e Goedel (1999), o controlador PID não apresentou resultados consistentes quando aplicado ao controle de velocidade desse tipo de motor.

Para a melhor visualização do efeito causado pelo controlador PID, além da simulação do modelo com os valores das velocidades angulares correspondentes às vazões dos reagentes A e B, conforme figura 34, uma simulação apenas do reagente A processado à vazão de  $1\mu m^3/s$  (que equivale a uma velocidade angular de  $10,41rad/s$ ) foi realizada, conforme figura 35. Como pôde ser visto em ambos os gráficos, o sistema perde sua estabilidade em um curto espaço de tempo, o que desqualifica a aplicação de um controlador PID convencional para a bomba de seringa.

Figura 34 – PID (reagentes)



Fonte: Elaborado pelo autor, 2017

Figura 35 – PID (R1 -  $1\mu\text{m}^3/\text{s}$ )

Fonte: Elaborado pelo autor, 2017