

4

Simulações

Nesse capítulo, são apresentadas as simulações efetuadas antes e durante a fabricação do protótipo. Elas permitiram fabricar os componentes do compressor Kopelrot (cilindro de compressão e sistema de acionamento) dentro de padrões de bom desempenho do compressor.

Como explicado no capítulo anterior, foi definido como ponto de partida um volume deslocado em torno de 1 litro para o protótipo, devido às suas dimensões serem adequadas para teste no laboratório. Foi este o volume total para a câmara, já contando com deslocadores instalados. A partir deste valor inicial, foram elaborados os desenhos do novo modelo do compressor.

O parâmetro seguinte a se definir é razão de espaço nocivo, definida em torno de 2%. Com essa definição, deu-se início aos desenhos do sistema de acionamento, visto ser este o responsável pela variação de volume e velocidade das câmaras do cilindro de compressão.

Durante a elaboração dos desenhos, eram feitas as simulações gráficas de rotação de modo a verificar a razão de compressão e se todo o conjunto Cilindro de compressão / Sistema de acionamento funcionaria sem que as peças colidissem umas com as outras. Por este motivo, dividiram-se as simulações em duas partes: sistema de acionamento e compressor.

4.1

Simulação gráfica do sistema de acionamento

A simulação da rotação do sistema de acionamento é apenas ilustrativa, de modo a mostrar o seu funcionamento quando há alguma excentricidade entre os dois. Para esta simulação apenas duas excentricidades foram escolhidas: 95 mm (excentricidade para a qual a razão de espaço nocivo é em torno de 2%) e 0 mm. Os desenhos mostram o movimento do volante com passo de 45° ao longo de uma rotação no sentido horário. Como ponto de referência para ambas as simulações,

foram adotadas as garras do volante alinhadas na vertical. Definindo-se como ponto de referência, 0° : a garra que está fixada ao braço amarelo fica na parte superior, e, a garra a qual está fixado o braço azul fica na parte inferior (Fig. 112). Então, com essa posição definida, o volante sai do ângulo 0° e vai até 360° , estabelecendo uma volta completa do eixo motriz. Não é necessário mais do que uma volta do eixo motriz para se completar um ciclo termodinâmico, já que se repete depois de apenas um giro completo.

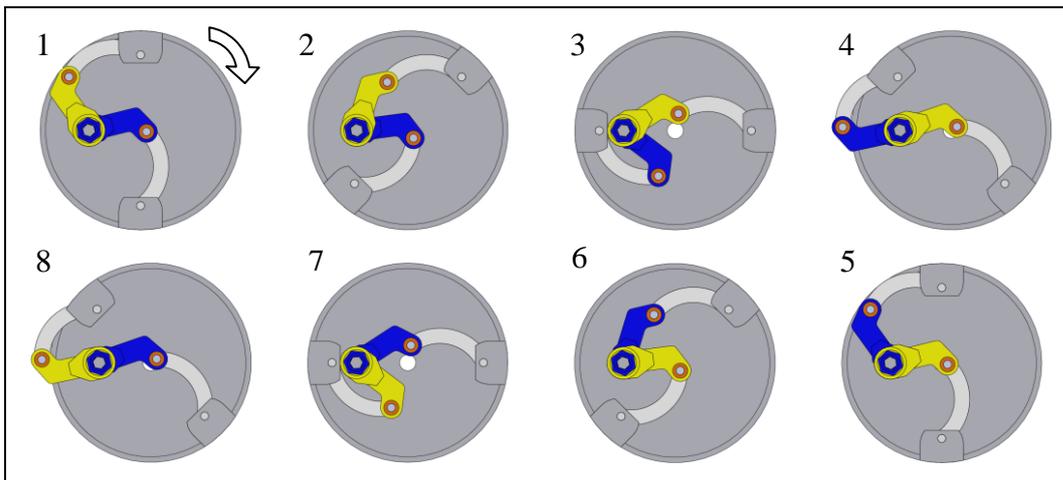


Figura 112 – Sistema de acionamento com excentricidade de 95 mm (rotação no sentido horário).

A primeira simulação (Fig. 112) mostra o eixo de centro do sistema de acionamento posicionado a uma excentricidade de 95 mm do eixo de centro do cilindro de compressão. Algumas das peças que compõem o sistema de acionamento possuem articulações nas junções onde são ligadas. Essas articulações fazem com que os braços ganhem movimento de abertura e fechamento conforme são deslocados os eixos de centro do sistema de acionamento e do cilindro de compressão.

Analisando cada quadro separadamente: No desenho 1, tem-se o ponto de referência, que são as garras alinhadas na vertical e no ponto 0° . Ambos os braços estão esticados com a mesma abertura devido ao alinhamento na vertical. No quadro 2, quando o sistema promove um movimento de rotação de 45° , os braços fixados às garras adquirem um movimento de abertura e fechamento nas suas articulações. Como o movimento de rotação é no sentido horário, o braço em amarelo, que está na parte superior, ganha o movimento de abertura, enquanto que

o braço em azul que está na parte inferior ganha o movimento de fechamento. No quadro 3, as garras estão alinhadas com o centro do sistema de acionamento na horizontal. Nesse momento, o braço em amarelo está todo aberto, pois a garra onde está fixada encontra-se no ponto mais afastado do centro, e o braço em azul está todo fechado visto que a garra onde está fixada encontra-se no ponto mais próximo do centro. No quadro 4, o braço em amarelo, que agora está na parte inferior, adquire o movimento de fechamento, enquanto que o braço em azul, que agora está na parte superior, adquire o movimento de abertura. No quadro 5, as garras voltam a ser alinhadas com o centro do sistema de acionamento na vertical e, com isso, os braços estão na mesma posição do quadro 1, com diferença apenas nas cores dos braços. O braço em azul agora se encontra na parte superior do quadro, enquanto que o braço em amarelo encontra-se na parte inferior do quadro. Nos quadros 6, 7 e 8, os braços seguem os mesmos movimentos dos quadros 2, 3 e 4, com diferença apenas na cor, ou seja, onde era o braço em amarelo passa a ser braço em azul, defasados, portanto, de 180°.

A segunda simulação gráfica mostra o eixo de centro do sistema de acionamento concêntrico com o eixo de centro do cilindro de compressão (Fig. 113). Quando os eixos estão concêntricos, os conjuntos de braços no sistema de acionamento não possuem movimento em suas articulações, permanecendo somente com movimento de rotação do volante. Isso acontece porque os conjuntos de braços são simétricos. Por isso, quando o sistema de acionamento está nesta configuração, os deslocadores dentro da câmara ficam defasados de 180°, com velocidades angulares constantes e iguais. Não há aproximação relativa entre os deslocadores, não havendo, portanto, compressão.

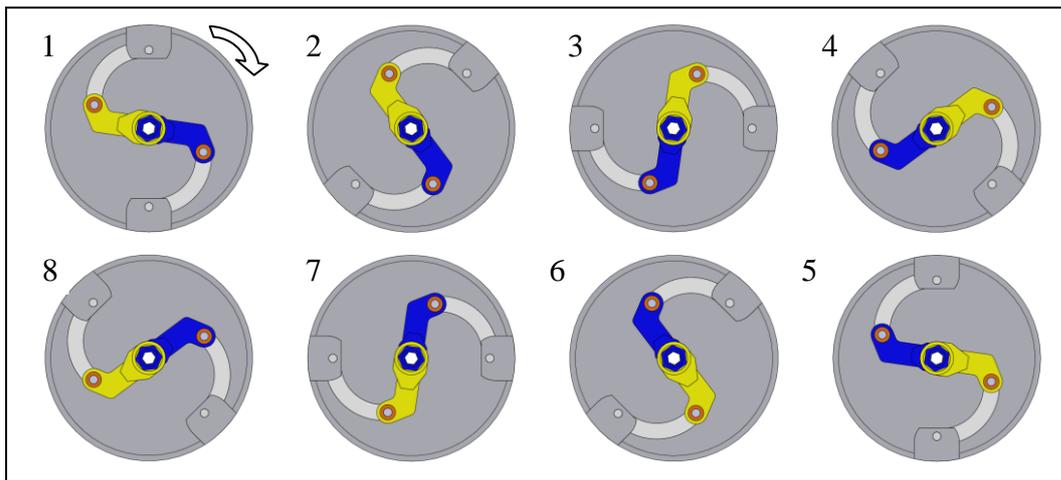


Figura 113 – Sistema de acionamento com excentricidade nula (rotação no sentido horário).

4.2

Simulação do Compressor Kopelrot

As simulações termodinâmicas do compressor foram realizadas com o conjunto em montagem, ou seja, cilindro de compressão montado ao sistema de acionamento. Estas simulações garantiram a razão de espaço nocivo em torno de 2%, à qual chegou-se com uma excentricidade de 95 mm. Com uma excentricidade de 97 mm, por exemplo, os deslocadores acabariam se colidindo.

Para as simulações do compressor foram escolhidas 5 excentricidades: 95 mm, 90 mm, 85 mm, 80 mm, 75 mm. Para cada uma das excentricidades foram executadas as simulações dos cálculos de variação de volume, pressão, temperatura, massa e outros. Foram efetuados em uma tabela de Excel, apresentada no apêndice da presente dissertação.

4.2.1

Variação de volume

O desenho abaixo (Fig. 114) mostra uma vista em corte dos rotores montados, formando a câmara do cilindro de compressão, e as nomenclaturas utilizadas para o seu dimensionamento.

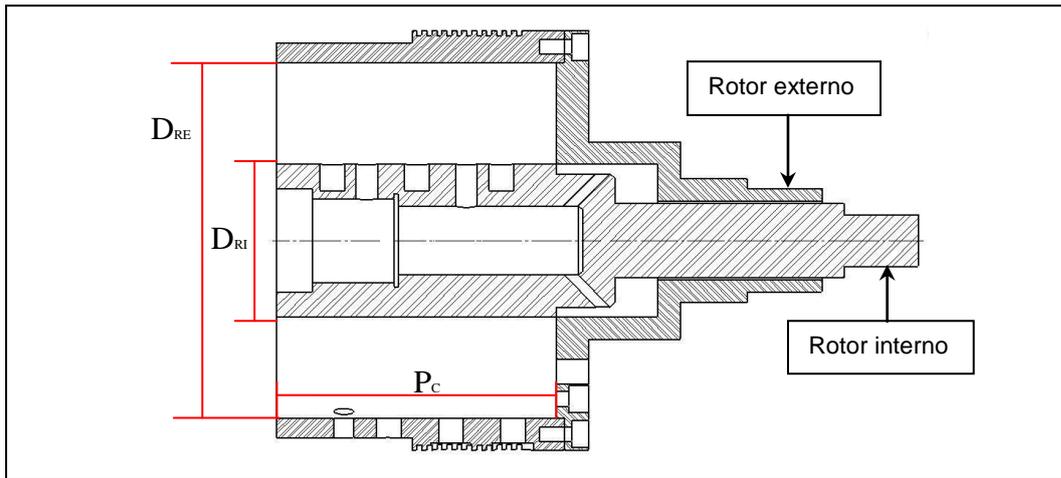


Figura 114 – Desenho em corte da câmara do cilindro de compressão.

i) Cálculo do volume do cilindro de compressão sem os deslocadores:

Profundidade da câmara P_C :

$$P_C = 112,5 \text{ mm} .$$

Rotor externo:

Diâmetro do rotor externo D_{RE} :

$$D_{RE} = 144,1 \text{ mm} .$$

Área do rotor externo:

$$A_{RE} = \frac{\pi(D_{RE})^2}{4} = 1,6 \times 10^4 \text{ mm}^2 . \quad (1)$$

Volume do rotor externo V_{RE} :

$$V_{RE} = A_{RE} \cdot P_C = 1,8 \times 10^6 \text{ mm}^3 . \quad (2)$$

Para o cálculo inicial do cilindro de compressão, antes da elaboração dos desenhos, a fim de dimensionar-se a câmara, foi adotado o valor de $D_{RE} = 144,0 \text{ mm}$. Este valor foi acrescido de $0,10 \text{ mm}$, devido aos raspadores que ficam fixados aos deslocadores. Assim, tem-se:

Rotor interno:

Diâmetro do rotor interno D_{RI} :

$$D_{RI} = 62 \text{ mm}.$$

Área do rotor interno A_{RI} :

$$A_{RI} = \frac{\pi(D_{RI})^2}{4} = 3,0 \times 10^3 \text{ mm}^2. \quad (3)$$

Volume do rotor interno V_{RI} :

$$V_{RI} = A_{RI} \cdot P_C = 3,1 \times 10^5 \text{ mm}^3. \quad (4)$$

Volume da câmara do cilindro de compressão sem os deslocadores V_{SD} :

$$V_{SD} = V_{RE} - V_{RI} = 1,5 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 0,0015 \text{ m}^3 = 1,5 \text{ L}. \quad (5)$$

ii) Cálculo do volume do cilindro de compressão com os deslocadores V_{CD} :

$$V_{CD} = V_{SD} \times 3/4 = 1,1213 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 0,001121 \text{ m}^3 = 1,21 \text{ L}. \quad (6)$$

Os dois deslocadores ocupam conjuntamente $\frac{1}{4}$ da câmara do cilindro de compressão quando montados, deixando $\frac{3}{4}$ livres.

iii) Cálculo da razão de espaço nocivo:

O cálculo da razão de espaço nocivo foi efetuado com o sistema de acionamento. Adotou-se o mesmo ponto de referência usado no sistema de acionamento para o movimento do cilindro de compressão, ou seja, as garras do volante alinhadas na vertical, com um ponto 0° . A garra, que está fixada ao braço em amarelo, fica na parte superior, e a garra que está fixada ao braço em azul fica na parte inferior. O eixo de acionamento foi escolhido como ponto de referência para a simulação do compressor, visto que possui uma velocidade angular com tempo constante, diferentemente dos deslocadores, que possuem velocidade variável quando em funcionamento. Outro ponto de referência foi uma linha de

centro no cilindro de compressão, na horizontal, de onde são estabelecidas todas as cotas de posições dos deslocadores.

Para uma dada excentricidade e , simulando graficamente uma rotação no volante partindo-se do ponto 0° , obtém-se a posição precisa dos deslocadores para cada grau deslocado, através das cotas computadas a partir da linha de centro (Fig.115). Além da posição dos deslocadores, também é obtido o ângulo formado entre eles, definindo os volumes da câmara. Simulou-se este movimento de rotação do volante até obter-se o menor ângulo formado entre os deslocadores. Com isso, tem-se a posição dos deslocadores para os volumes mínimos e máximos formados na câmara do cilindro de compressão. Cada um desses volumes foi então, criado e separado de acordo com as posições dos deslocadores e a profundidade da câmara. No código computacional esses volumes foram, então, determinados (Fig. 115).

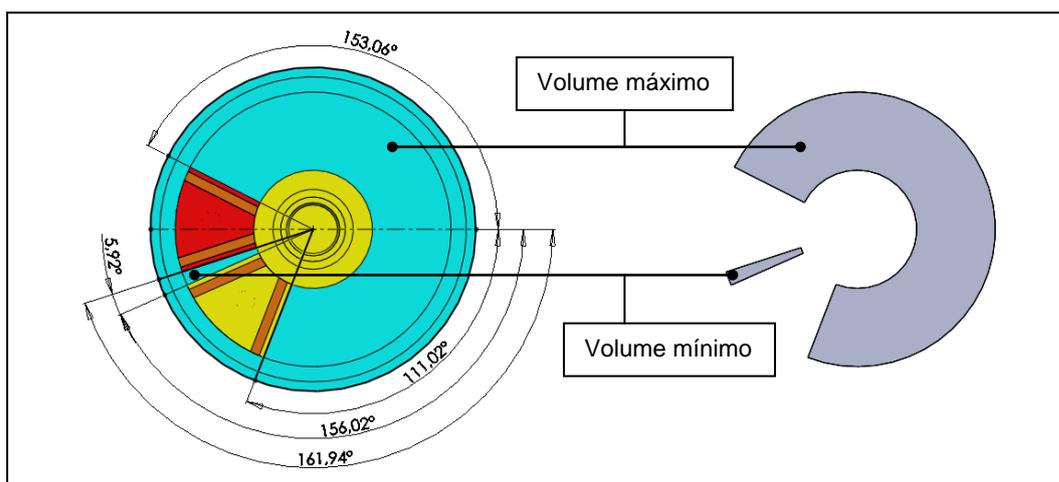


Figura 115 – Simulação dos volumes das câmaras para uma excentricidade de 95 mm.

Quatro novas excentricidades (90 mm, 85 mm, 80 mm e 75 mm) foram escolhidas. Para a definição de seus valores estabeleceu-se, como limite máximo, uma razão de espaço nocivo em torno de 20% assim como uma diferença constante entre essas excentricidades, de 5 mm em 5 mm. A partir daí, de modo análogo à excentricidade de 95 mm, foram realizados os cálculos da variação do volume com o ângulo de eixo θ e da razão de espaço nocivo.

A Tabela 2 apresenta a razão de espaço nocivo relativa a cada excentricidade, calculada conforme a equação (7).

$$r = \frac{V_{\min}}{V_{\max} - V_{\min}}. \quad (7)$$

Tabela 2 – Razão de espaço nocivo para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade	95 mm	90 mm	85 mm	80 mm	75 mm
V_{\min} (mm ³)	$2,5 \times 10^4$	$6,7 \times 10^4$	$1,1 \times 10^5$	$1,4 \times 10^5$	$1,7 \times 10^5$
V_{\max} (mm ³)	$1,1 \times 10^6$	$1,1 \times 10^6$	$1,0 \times 10^6$	$9,8 \times 10^5$	$9,5 \times 10^5$
$V_{\max} - V_{\min}$ (mm ³)	$1,1 \times 10^6$	$9,8 \times 10^5$	$9,1 \times 10^5$	$8,4 \times 10^5$	$7,7 \times 10^5$
r (%)	2,3	6,9	11,7	16,8	22,4

Pode-se verificar que a razão de espaço nocivo aumenta quase que linearmente, à medida que diminuem as excentricidades. A cilindrada do compressor ($V_{\max} - V_{\min}$) diminui com a redução de excentricidade.

iv) Variação de volume

Para a variação de volume foram usados os mesmos procedimentos para calcular a taxa de compressão. O volume foi simulado com o sistema de acionamento variando de grau em grau, de 0° a 360°. As tabelas de variação de volume encontram-se no Apêndice IV (Variação de volume).

Os gráficos abaixo (Figs. 116 a 120) mostram a variação dos volumes das duas câmaras do compressor (C1 e C2), em função de θ (ângulo em relação ao ponto de referência). O gráfico representa uma volta completa do eixo motriz, ou seja, dois ciclos de compressão, um para cada câmara do compressor. O último gráfico (Fig. 121) apresenta, conjuntamente, a variação de volume das câmaras do compressor para as 5 excentricidades.

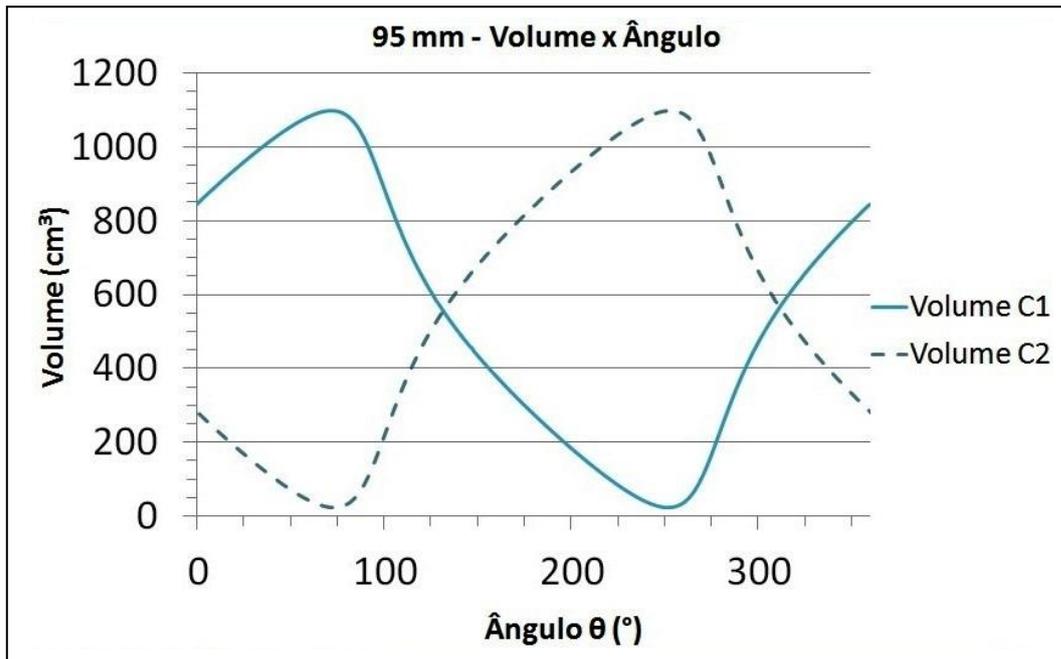


Figura 116 – Gráfico de variação do volume das câmaras simuladas em função do ângulo do eixo para excentricidade de 95 mm.

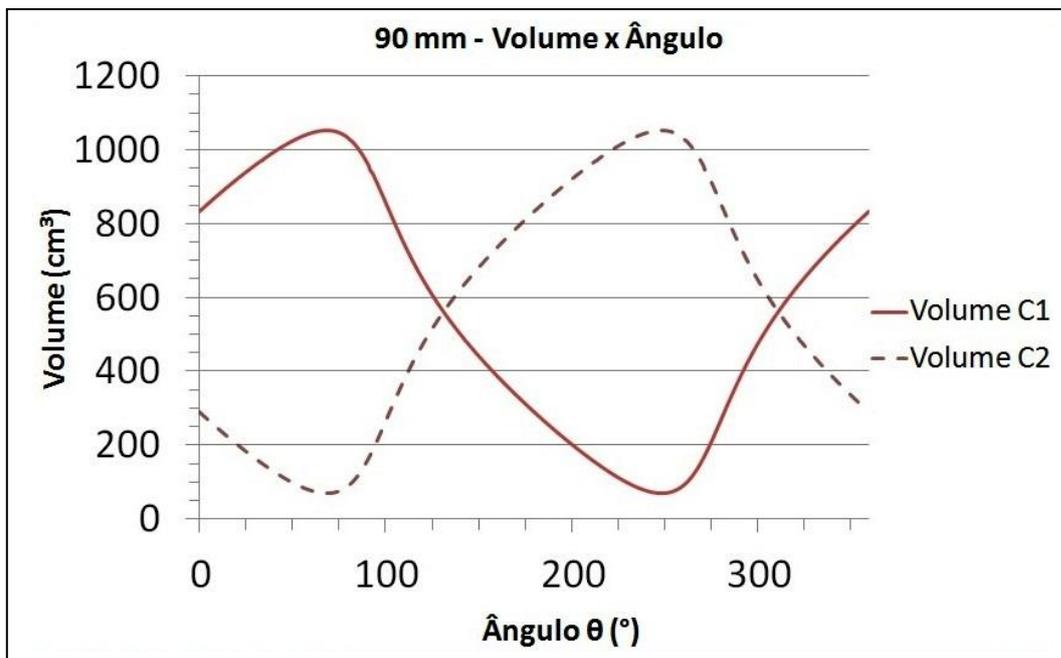


Figura 117 – Gráfico de variação do volume das câmaras simuladas em função do ângulo do eixo para excentricidade de 90 mm.

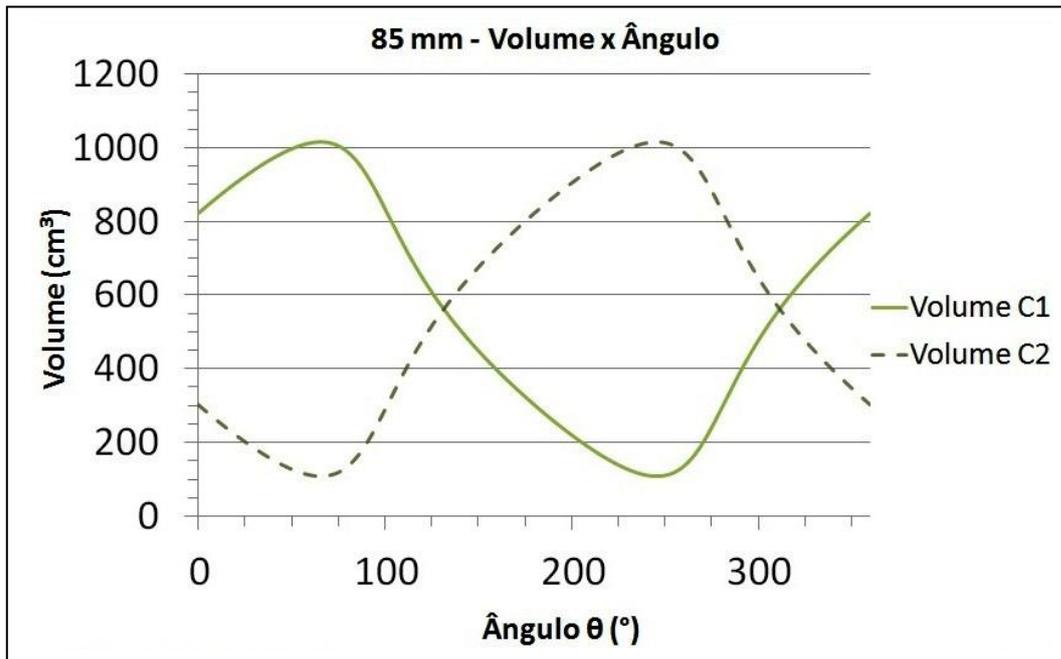


Figura 118 – Gráfico de variação do volume das câmaras simulados em função do ângulo do eixo para excentricidade de 85 mm.

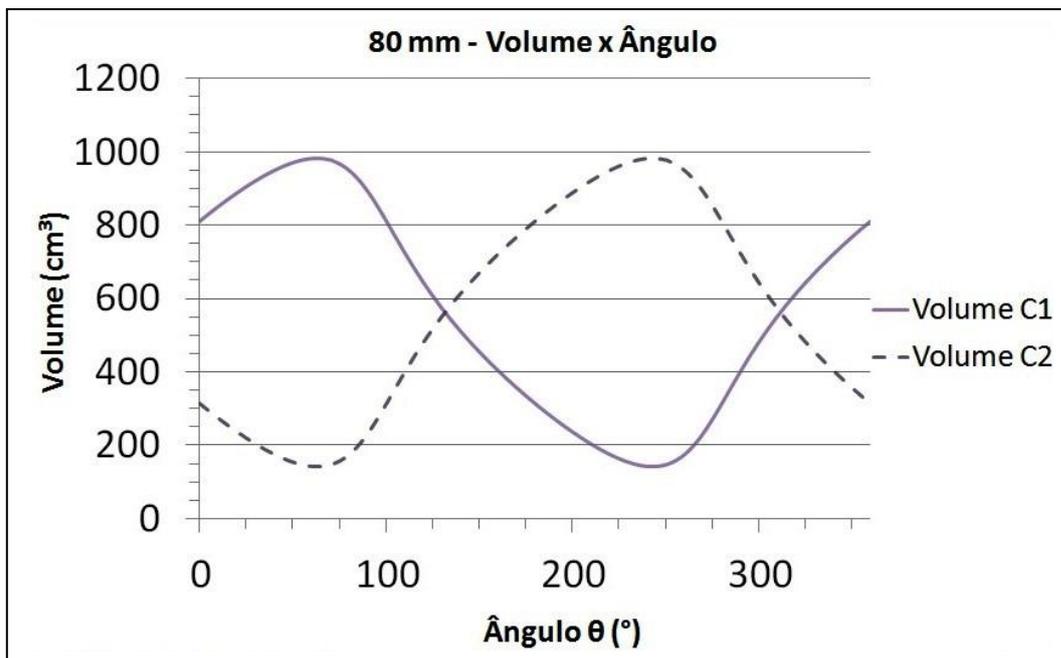


Figura 119 – Gráfico de variação do volume das câmaras simulados em função do ângulo do eixo para excentricidade de 80 mm.

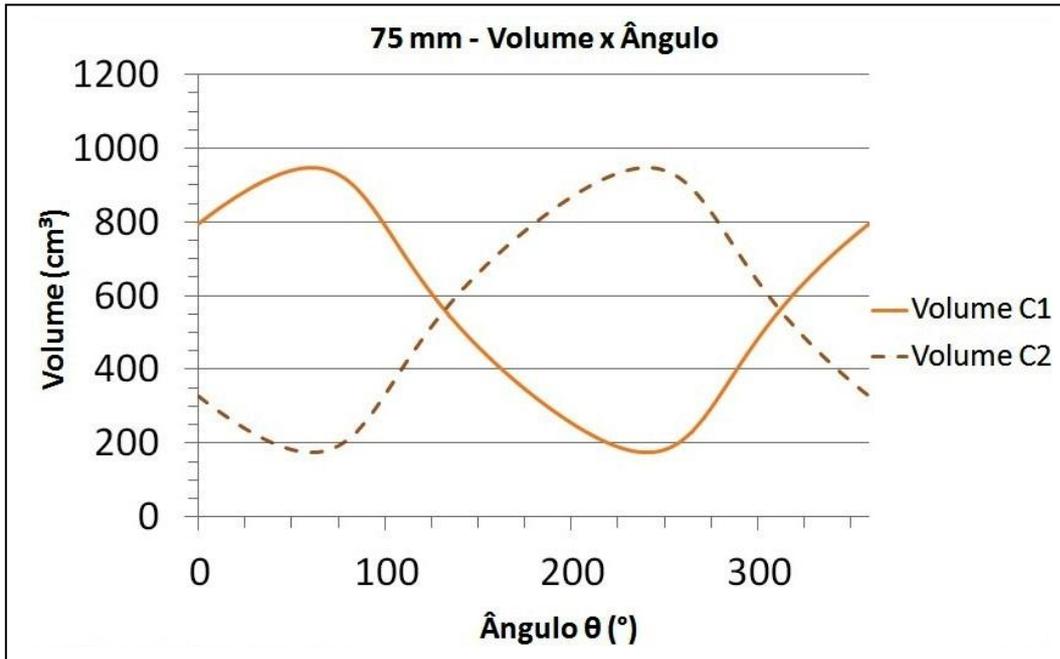


Figura 120 – Gráfico de variação do volume das câmaras simuladas em função do ângulo do eixo para excentricidade de 75 mm.

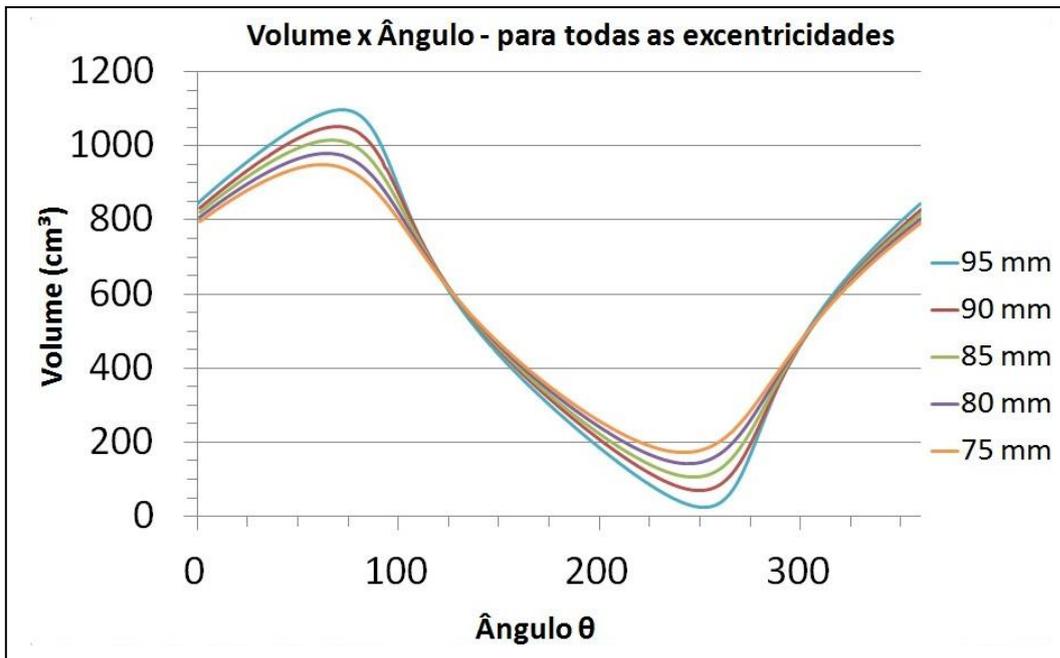


Figura 121 – Gráfico de variação do volume das câmaras simuladas em função do ângulo do eixo para todas as excentricidades escolhidas.

Observa-se que as curvas que representam cada câmara do compressor estão defasadas de 180°. Não se trata de um compressor de recuo rápido, visto que o mesmo intervalo de graus, em relação ao ponto de referência 0, que o mecanismo

leva para alcançar o volume mínimo, também leva para alcançar o volume máximo.

No gráfico (Fig. 121), observam-se duas seções, uma na compressão e a outra na sucção, em que os gráficos praticamente se coincidem. Essa diferença entre volumes é menor do que 1% e ocorre no mesmo intervalo de ângulos. Na compressão ocorre entre 123° e 129° e, na sucção ocorre entre 304° e 309°.

São identificados alguns parâmetros importantes neste gráfico (Fig. 121). O mais significativo é o volume deslocado, e o outro, os diferentes pontos de ocorrência de volume máximo e mínimo. Estas variáveis facilitam o projeto do posicionamento das janelas de sucção e descarga. Tomou-se então, como referência, a variação de volume para a excentricidade de 95 mm para o posicionamento das janelas.

4.2.2

Pressão

Os cálculos das variações de pressão, temperatura e massa com o ângulo do eixo utilizaram as variações dos volumes calculados, ou seja, de grau em grau, iniciando de 0° até 360°. O ponto de referência utilizado para os cálculos do volume também foi utilizado como referência para os cálculos da pressão, temperatura, massa, e para o posicionamento das janelas. A primeira simulação foi executada com as janelas abertas, sem válvulas na entrada e saída. O volume calculado independe, obviamente, da existência ou não de válvulas nas janelas.

Como observado, com o sistema de acionamento proposto, pode-se controlar a razão de espaço nocivo, alterando-se apenas a excentricidade dos eixos. Percebe-se, também, que o ângulo em relação ao ponto de referência 0°, onde se encontram os volumes máximos e mínimos, é diferente para cada excentricidade (Fig. 121). Como a placa de janelas se localiza na parte traseira do cilindro de compressão, em contato com a câmara, têm-se os volumes máximos e mínimos para cada excentricidade ocorrendo em um ponto diferente da placa de janelas.

Como, para a usinagem das janelas, foi utilizada uma única excentricidade como referência, as posições das janelas atendem à uma única excentricidade, isto

é, deixaram de ser as ideais para as demais excentricidades. A partir de estudos preliminares do compressor, operando com a excentricidade de referência, definiu-se o posicionamento e dimensões das janelas. As simulações para as outras excentricidades, com resultados nem sempre bons, foram consequência da posição das janelas definidas para a excentricidade de referência.

A excentricidade escolhida como referência foi de 95 mm, pois apresenta a menor razão de espaço nocivo. Analisando os volumes simulados para essa excentricidade, foram definidos dois pontos: o início da compressão, como de maior volume $1,1 \times 10^6 \text{ mm}^3$, e, o final da descarga, como o de menor volume $2,5 \times 10^4 \text{ mm}^3$ (Fig 122). Seriam os equivalentes, no compressor recíproco, aos PMS (ponto morto superior) e PMI (ponto morto inferior). Com os pontos de compressão e descarga definidos, têm-se as posições finais das janelas de sucção e descarga na placa de janelas, isto é, a posição angular quando o deslocador passa pela borda da janela fechando a passagem da câmara com o ambiente externo.

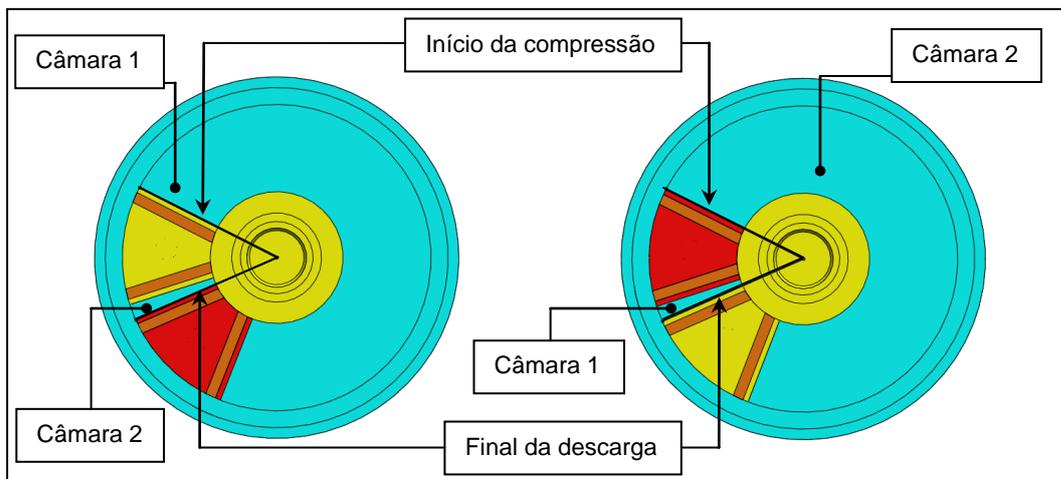


Figura 122 – Posições finais das janelas de compressão e descarga.

A simulação da variação da pressão foi feita somente para uma única câmara do compressor, a câmara 1 (Fig. 122). Importante ressaltar que, independente da câmara, a posição de ambas as janelas são as mesmas, a única diferença sendo os ângulos em relação ao ponto de referência 0° , e os volumes que estão defasados de 180° . O ângulo em relação ao ponto de referência 0° , onde começa a compressão, na câmara 1, é 72° . Quando o volante chega nesse ângulo,

o deslocador passa pela borda da janela fechando a passagem de ar do ambiente externo para a câmara, ou seja, tem-se início a compressão porque a câmara está fechada. O ângulo, em relação ao ponto de referência 0° , onde termina a descarga na câmara 1 é 252° . Quando o volante chega nesse ângulo, o deslocador está a passar pela borda da janela mas, desta vez, fechando a passagem de ar da câmara para o ambiente externo, ou seja, tem-se início a re-expansão porque a câmara está fechada.

Dividiu-se a simulação em quatro etapas: compressão, descarga, re-expansão e sucção. A fim de mapear o compressor para todas as excentricidades, os dados de entrada, escolhidos para os cálculos da excentricidade de referência, foram iguais para as outras excentricidades. Os dados de entrada da simulação são: pressão de sucção, temperatura de sucção e pressão de descarga. Como a pressão de sucção e a temperatura de sucção são os primeiros dados da etapa da compressão e o compressor é suposto funcionar com ar, a pressão de sucção foi assumida ser a pressão atmosférica $p_s = 101,32 \text{ kPa}$ e a temperatura de sucção, $T_s = 25^\circ \text{C}$. Para a descarga definiu-se a pressão de $p_d = 500 \text{ kPa}$.

O cálculo da pressão foi efetuado ângulo a ângulo ($\Delta\theta = 1^\circ$). Assim, com a excentricidade de 95 mm, valor para o qual a posição das janelas foi otimizada quando a pressão no cilindro ultrapassou a pressão de descarga, tomou-se o ângulo anterior em relação ao ponto de referência 0° , como o de início da janela de descarga. Este foi o marco inicial do processo de descarga.

Para o cálculo da pressão foram assumidas as seguintes hipóteses (valores para a excentricidade de 95 mm):

i) Compressão (câmara fechada):

Início da compressão: ângulo 72° em relação ao ponto de referência. Volume máximo (definido anteriormente). O deslocador passa pela borda da janela fechando a passagem de ar do meio externo para a câmara.

Pressão de sucção: $p_s = 101,32 \text{ kPa}$.

Se a compressão for politrópica, tem-se que:

$$pV^n = \text{constante}; \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (8)$$

Assumindo o processo como isoentrópico:

$$s = \text{constante}; n = k \quad (9)$$

Para o ar, a relação entre calores específicos é dada por:

$$k = \frac{c_{p0}}{c_{v0}} = 1,4 \quad (10)$$

Final da compressão: ângulo 165° em relação ao ponto de referência, ângulo para o qual é observada a pressão mais próxima de 500 kPa (assumida como sendo de descarga). O deslocador vai passar pela borda da janela abrindo a passagem da câmara para o meio externo.

ii) Descarga (câmara aberta):

Supõe-se que o processo de descarga transcorra a pressão constante, p_d .

Início da descarga: ângulo 166° em relação ao ponto de referência. O deslocador passa pela borda da janela abrindo a passagem de ar da câmara para o meio externo.

Pressão de descarga p_d : 495,88 kPa, considerada constante durante toda a descarga.

Final da descarga: ângulo 252° em relação ao ponto de referência, volume mínimo (definido anteriormente). O deslocador vai passar pela borda da janela fechando a passagem de ar da câmara para o meio externo.

iii) Re-expansão (câmara fechada):

Início da re-expansão: ângulo 253° em relação ao ponto de referência. O deslocador passa pela borda da janela fechando a passagem de ar da câmara para o meio externo.

Assume-se, igualmente, a re-expansão como processo isoentrópico (Eq. 9):

$$s = \text{constante}; n = k = 1,4.$$

Final da re-expansão: ângulo 267° em relação ao ponto de referência. Pressão mais próxima da pressão atmosférica 101,32 kPa. O deslocador vai passar pela borda da janela abrindo a passagem de ar do meio externo para a câmara.

iv) – Sucção (câmara aberta):

Analogamente à descarga, a sucção transcorre a pressão constante.

Início da descarga: ângulo 268° em relação ao ponto de referência. O deslocador passa pela borda da janela abrindo a passagem de ar do meio externo para a câmara.

Pressão: constante durante toda a sucção.

Final da sucção: ângulo 71° em relação ao ponto de referência, antes do ponto de maior volume (definido anteriormente). O deslocador vai passar pela borda da janela fechando a passagem de ar do meio externo para a câmara.

Como foi definida uma pressão de descarga em torno de $p_d = 500$ kPa, determinou-se, na compressão, a posição e o comprimento da janela de descarga (Fig. 123). A pressão mais próxima de 500 kPa calculada ao longo da compressão foi de 498,88 kPa, no ângulo 165° em relação ao ponto de referência. Com isso, sabe-se que a janela de descarga deverá começar no ângulo 166° em relação ao ponto de referência e, como definida anteriormente, a descarga deve terminar no menor volume, ângulo 252° em relação ao ponto de referência (Fig. 123).

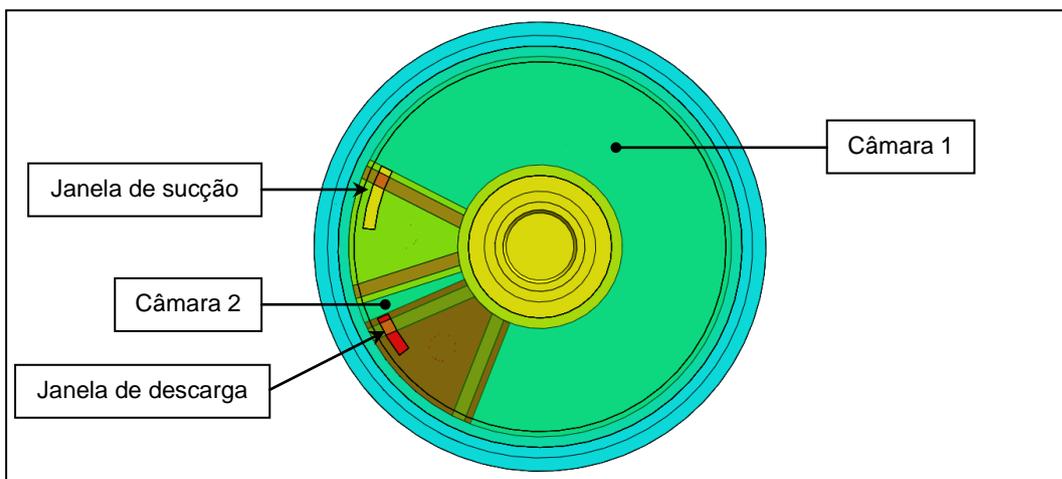


Figura 123 – Placa de janelas com as janelas para excentricidade de 95 mm.

A re-expansão foi calculada até que a pressão no interior da câmara do compressor chegasse o mais próximo possível da pressão de sucção. Esse valor foi de 121,21 kPa, no ângulo 267° em relação ao ponto de referência (um pouco afastado do valor de 101,32 kPa, em virtude da rápida queda de pressão). A partir do próximo ângulo, tem início a sucção. Com isso, calculou-se a posição inicial da janela de sucção, que teve início no ângulo 268° em relação ao ponto de referência (Fig. 123). A compressão começa no volume máximo, no ângulo 72° em relação ao ponto de referência. Portanto, a sucção termina em um ângulo antes do de maior volume, ou seja, no ângulo 71° em relação ao ponto de referência.

Os gráficos de pressão x volume e pressão x ângulo, a seguir, mostram a pressão calculada para a excentricidade de 95 mm. Como as janelas foram posicionadas e otimizadas em relação a esta excentricidade, o diagrama P-V (Figs. 124 e 125) apresenta a forma idealizada, típica do diagrama ideal para compressores isentrópicos operando com válvulas.

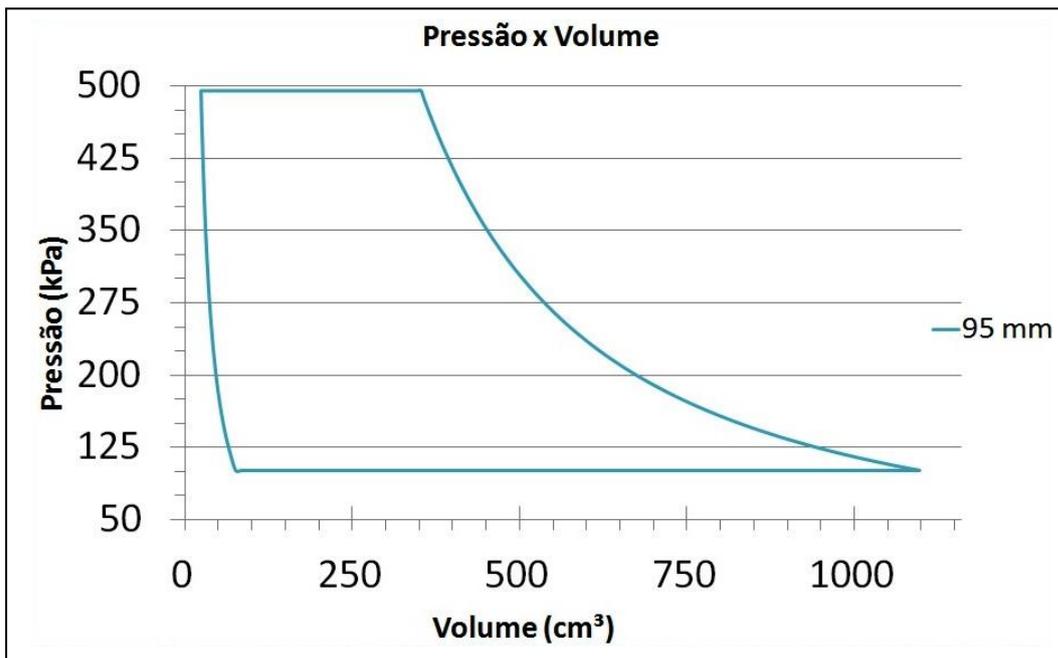


Figura 124 – Gráfico de pressão x volume simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 95 mm. Janelas de sucção e descarga otimizadas.

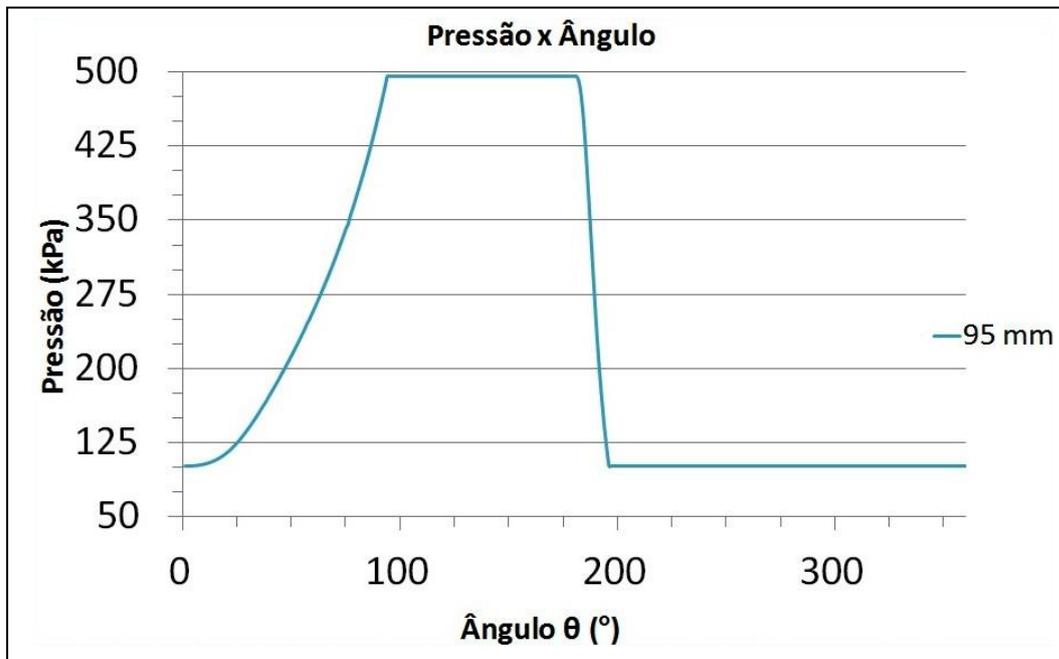


Figura 125 – Gráfico de pressão x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 95 mm. Janelas de sucção e descarga otimizadas.

Os gráficos a seguir mostram a variação de pressão calculada para outras excentricidades. A simulação do compressor com uma excentricidade de 90 mm, embora com uma placa de janelas otimizada para 95 mm, apresenta várias perdas (Figs. 126 e 127).

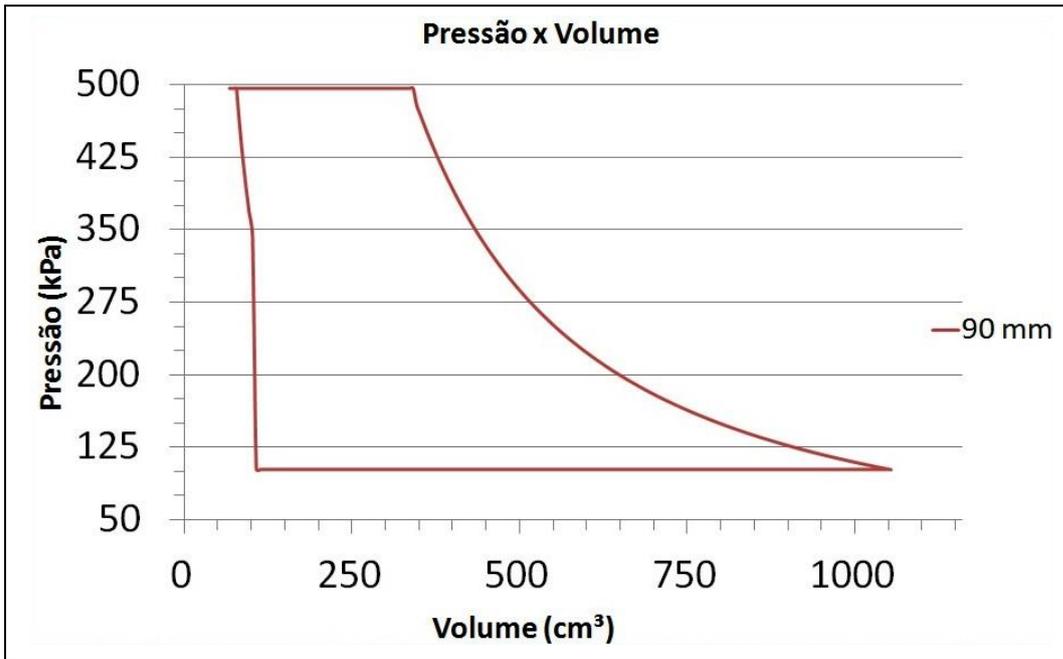


Figura 126 – Gráfico de pressão x volume simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 90 mm.

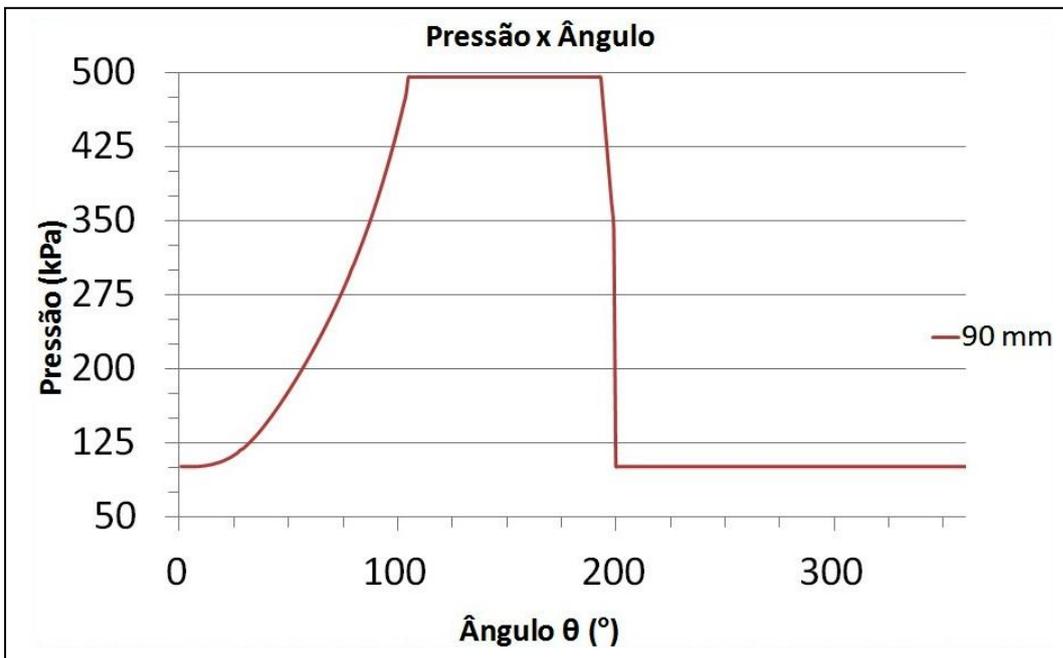


Figura 127 – Gráfico de pressão x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 90 mm.

Na compressão (ângulo em relação ao ponto de referência, com início em 65° e término, 168°), quando o deslocador passa pela borda da janela de sucção fechando a entrada de ar do meio para a câmara, i. e., não há mais passagem de

gás pela janela de descarga, o volume ainda está aumentando, ou seja, tem-se uma re-expansão do gás que foi admitido na sucção. A compressão teórica efetiva só começa a partir do ângulo de 71°, em relação ao ponto de referência. Na compressão também não foi possível atingir a pressão determinada de 495,88 kPa, antes de o deslocador passar pela borda da janela de descarga, e permitir a saída de ar da câmara para o meio. A pressão, entretanto, é bem próxima, atingindo 2° a menos do ângulo em relação ao ponto de referência para atingir a pressão requerida: 479,23 kPa. O gráfico mostra esse aumento de pressão praticamente vertical (Figs. 126 e 127).

Na descarga (ângulo em relação ao ponto de referência com início em 169° e término, 257°), a pressão é constante e, a câmara, então, chega ao menor volume no ângulo 248°. O volume da câmara volta a aumentar com a janela de descarga ainda aberta.

Na re-expansão (ângulo em relação ao ponto de referência com início em 258° e término, 263°), não há tempo suficiente para re-expandir todo o volume de ar que é admitido de volta na descarga, e o deslocador passa pela borda da janela de sucção abrindo a passagem de ar, fazendo com que haja uma queda de pressão, traduzindo-se em perdas.

Na fase de sucção (ângulo em relação ao ponto de referência com início em 264° e término, 64°), o deslocador passa pela borda da janela de sucção, fechando a entrada de ar do meio para a câmara, antes que esta chegue ao volume máximo, reduzindo a eficiência volumétrica.

Para as demais excentricidades (Figs. 128 a 133), ocorreram praticamente os mesmos tipos de perdas, com aumento em sua intensidade à medida que são reduzidas as excentricidades. Os pontos de referência onde essas perdas acontecem são diferentes para cada excentricidade, como mostra a Tabela 3.

Tabela 3 – Posições dos ângulos de compressão, descarga e sucção para as excentricidades de 85 mm, 80 mm e 75 mm.

Excentricidade (mm)	Parâmetros		
	Ângulo em relação ao ponto de referência (°)		
	Compressão	Descarga	Sucção
85	57 a 169	170 a 259	260 a 56
80	51 a 169	170 a 255	256 a 50
75	45 a 169	170 a 252	253 a 44

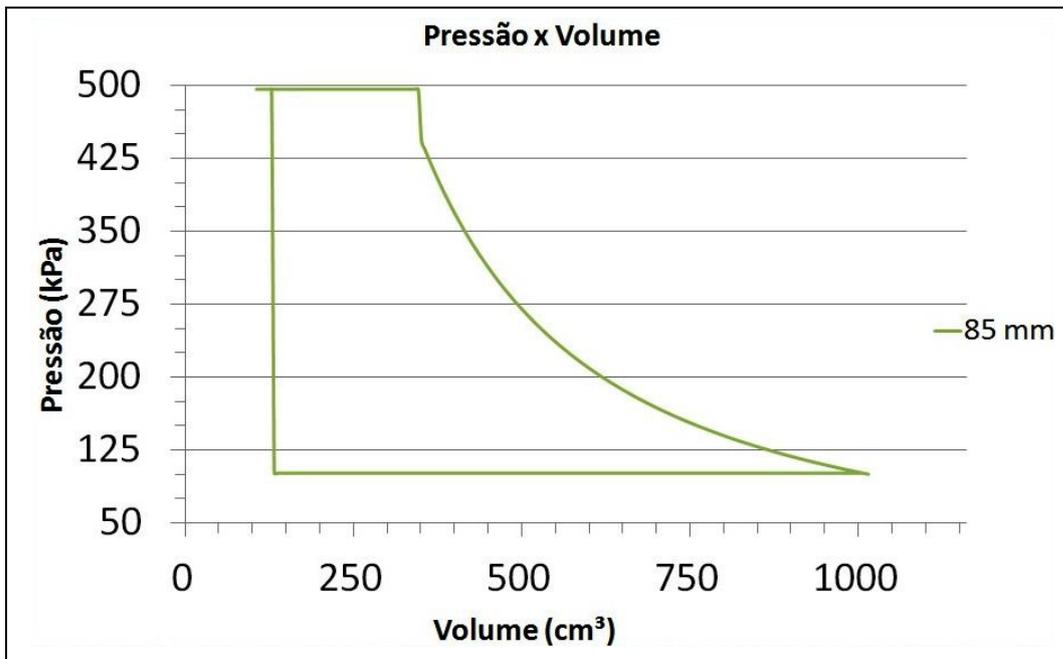


Figura 128 – Gráfico de pressão x volume simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 85 mm.

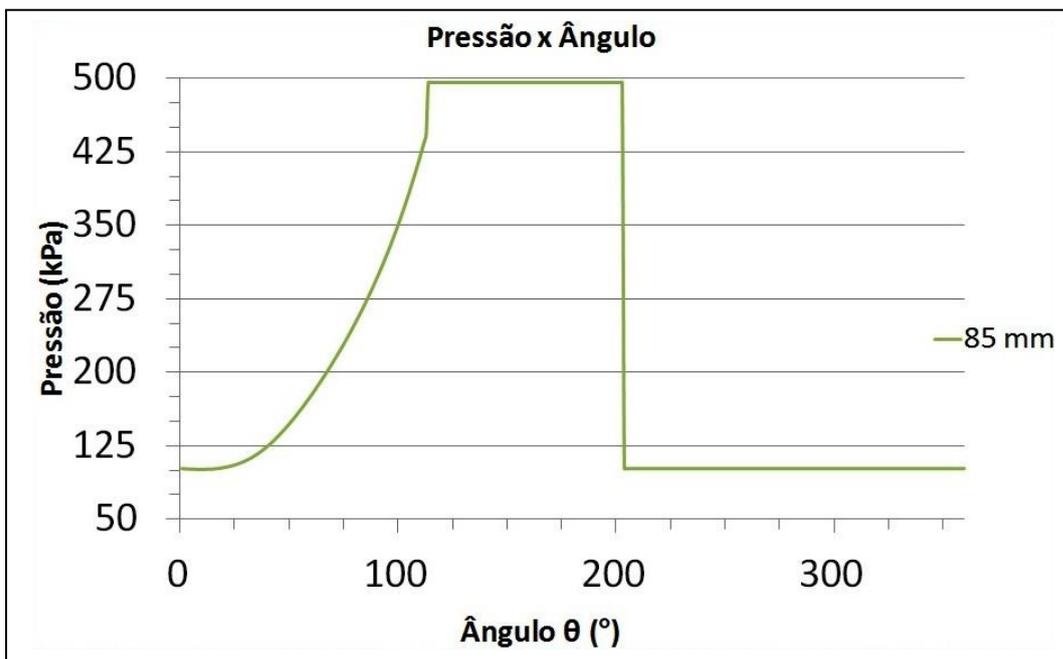


Figura 129 – Gráfico de pressão x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 85 mm.

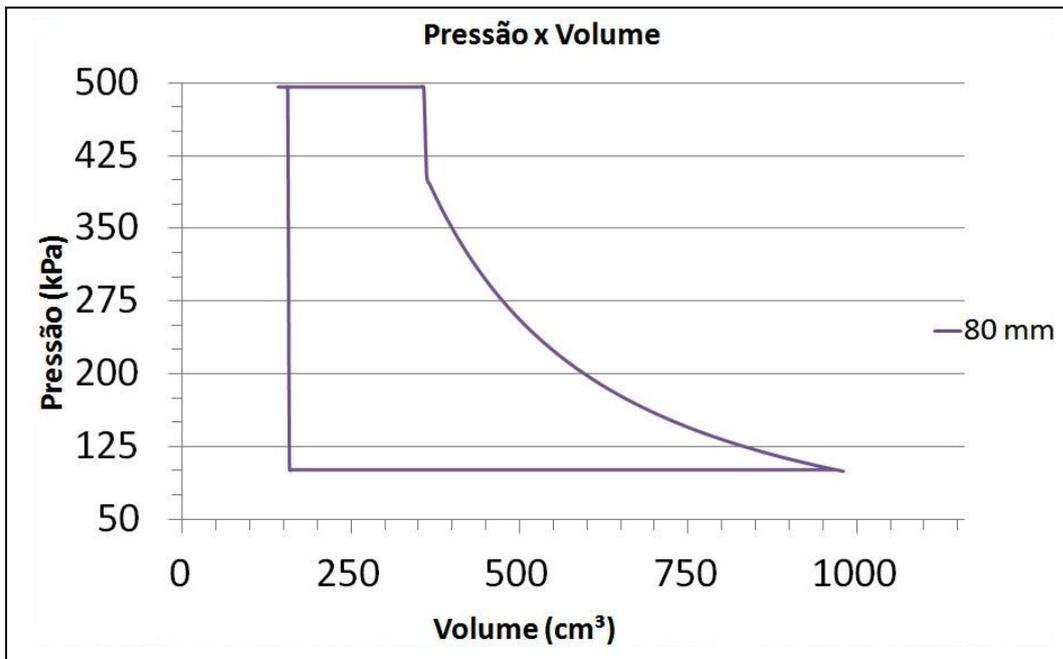


Figura 130 – Gráfico de pressão x volume simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 80 mm.

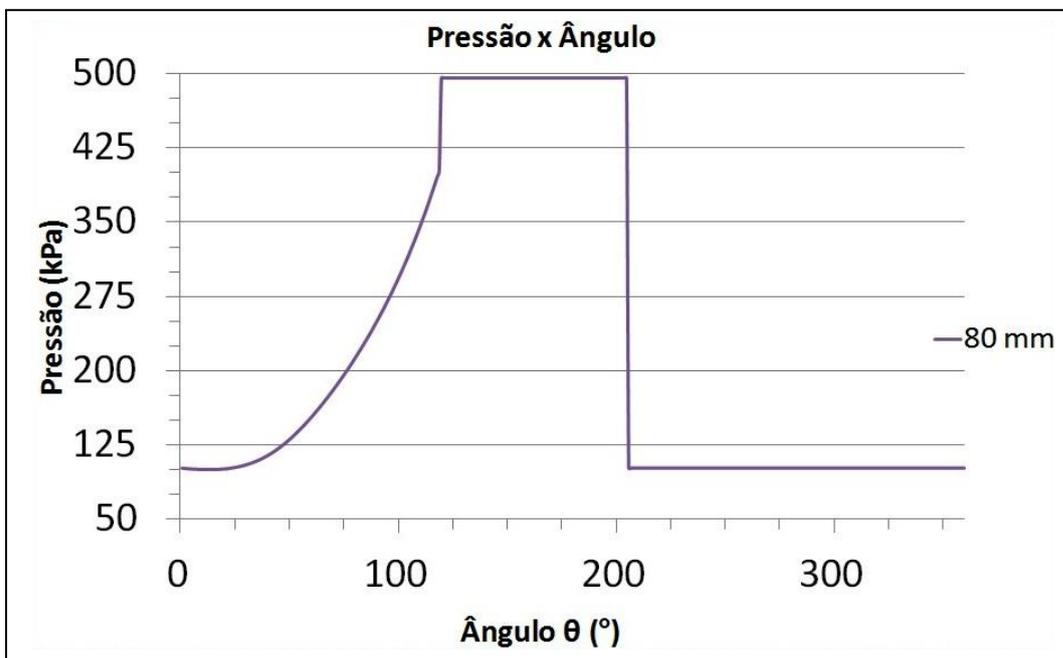


Figura 131 – Gráfico de pressão x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 80 mm.

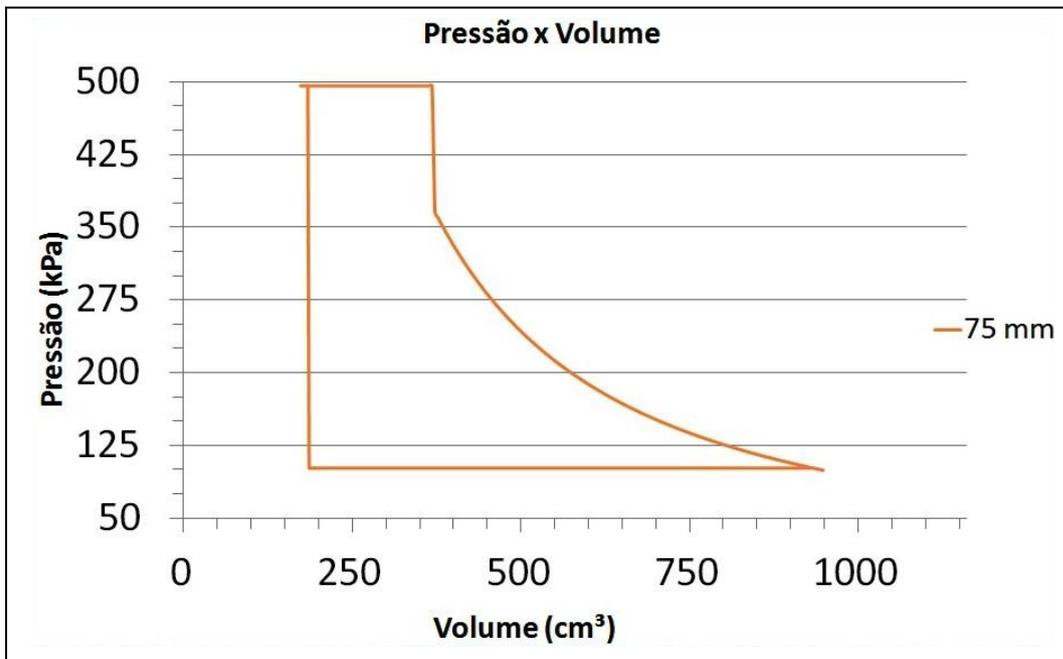


Figura 132 – Gráfico de pressão x volume simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 75 mm.

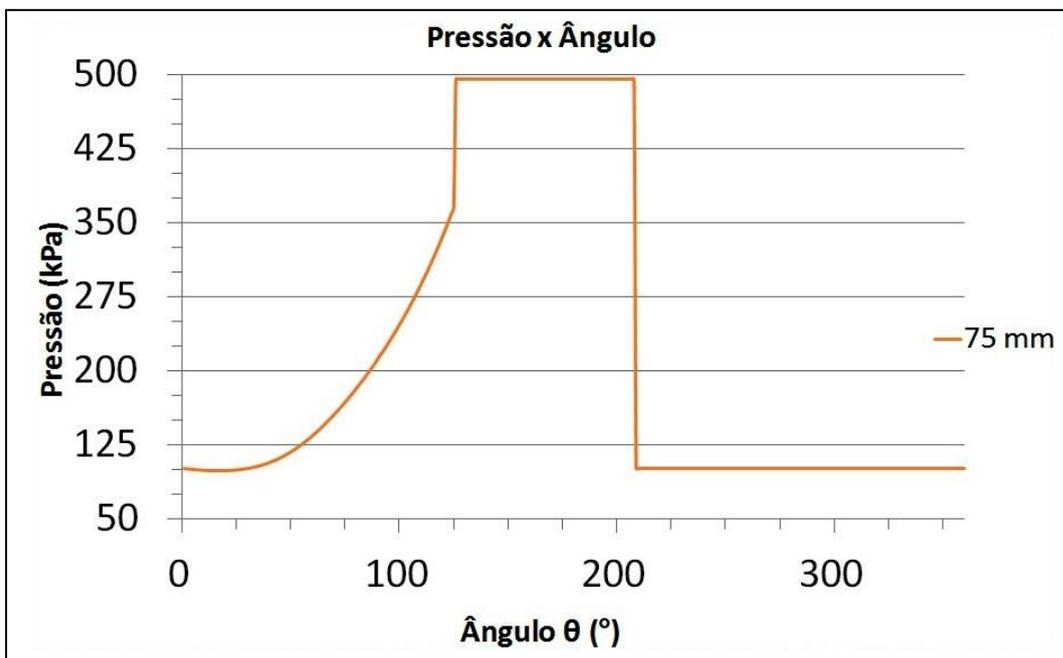


Figura 133 – Gráfico de pressão x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 75 mm.

Pode-se observar que, durante o início da compressão (Figs. 128 a 133), e Tabela 3, a câmara aumenta com o volume (re-expansão do gás que foi admitido na sucção) como acontece com a excentricidade de 90 mm. Somente depois de

alguns graus em relação ao ponto de referência, o gás começa efetivamente, a ser comprimido, Tabela 4, com a diferença de que esses intervalos de re-expansão na sucção até a compressão real, vão se apresentando maiores conforme é reduzida a excentricidade. Ao final da compressão, ocorre um aumento abrupto de pressão, pois o deslocador passa pela borda da janela de descarga, abrindo a passagem de ar da câmara para o meio, antes que a pressão na câmara tenha alcançado a pressão determinada de descarga, Tabela 4. Isso acontece porque a quantidade de massa admitida para o interior da câmara é cada vez menor.

Na descarga acontece processo semelhante com a excentricidade de 90 mm, com uma diferença na quantidade de massa descarregada que se torna cada vez menor, devido à quantidade de massa que é admitida no interior da câmara.

Não há re-expansão para essas excentricidades, posto que, quando a janela de descarga ainda está aberta, o outro deslocador passa pela borda da janela de sucção, abrindo a passagem de ar da câmara para o meio, fazendo que haja queda de pressão.

Na sucção o deslocador passa pela borda da janela, fechando a passagem de ar do meio para a câmara, antes de se alcançar o volume máximo, não deixando essa passagem de ar aberta tempo suficiente para uma maior admissão.

Tabela 4 – Posições dos ângulos para o início da compressão teórica efetiva e pressão atingida (pressão de descarga) para as excentricidades de 85 mm, 80 mm e 75 mm.

Excentricidade (mm)	85	80	75
Ponto de compressão teórica efetiva (°)	67	64	62
Pressão na câmara ao se encontrar a janela de descarga (kPa)	442,75	402,35	385,88

Para permitir uma comparação direta entre os casos, apresentamos conjuntamente os diagramas pressão x volume e pressão x ângulo dos casos aqui estudados (Figs. 134 e 135).

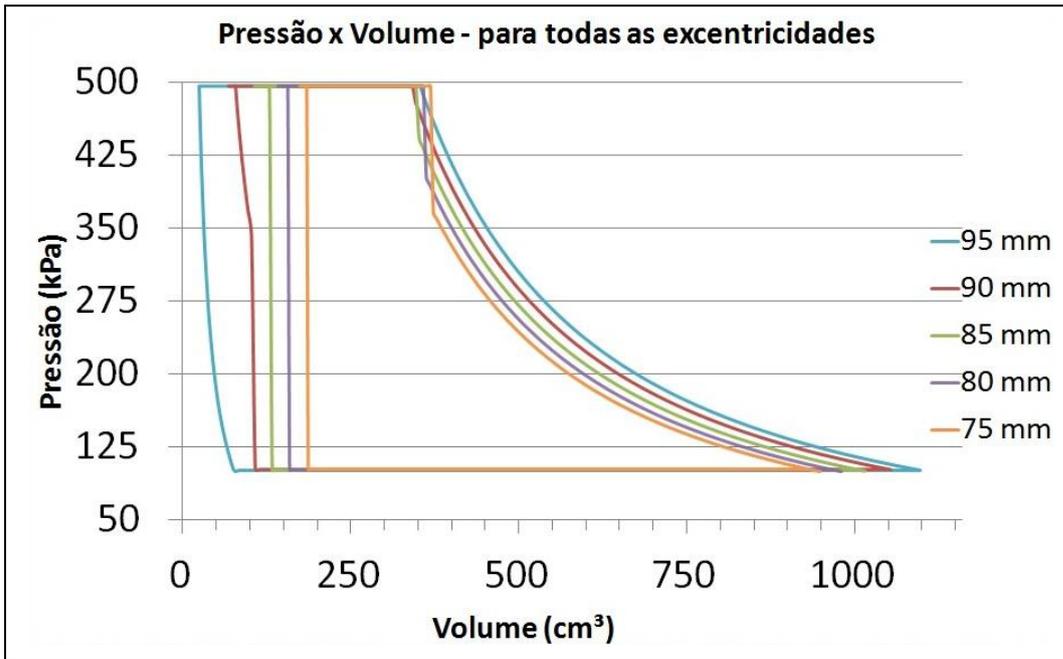


Figura 134 – Gráfico de pressão x volume simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa para todas as excentricidades escolhidas.

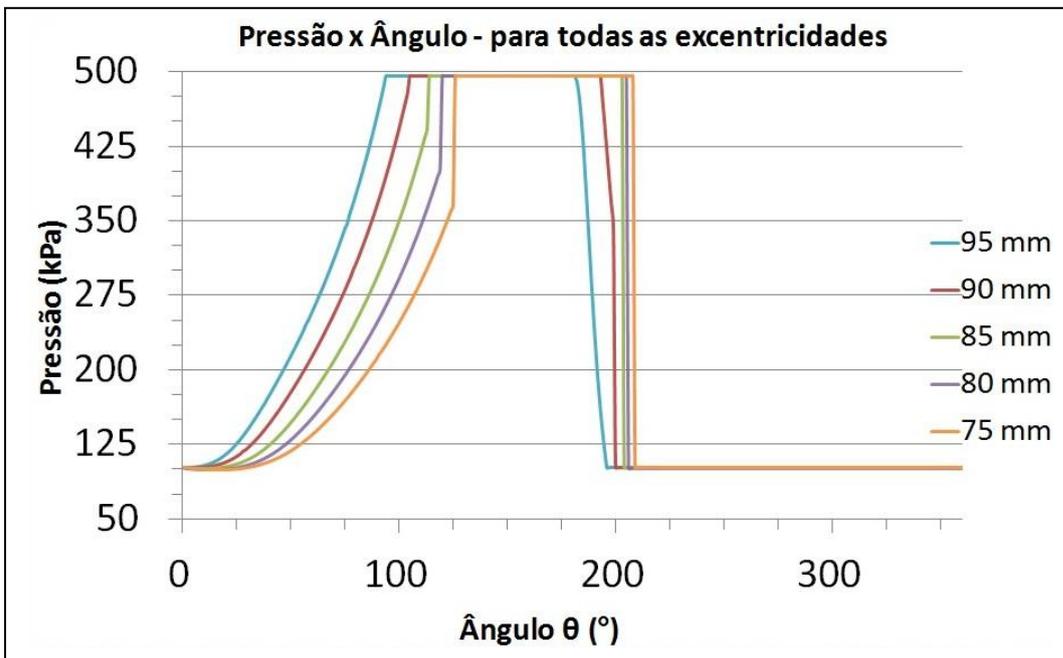


Figura 135 – Gráfico de pressão x ângulos simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa, para todas as excentricidades escolhidas.

Conclui-se, dos gráficos de pressão calculados acima (Figs. 126 a 133) para as outras excentricidades, que os ciclos apresentam um desempenho inferior, em relação à excentricidade de 95 mm, já que não foram alteradas as posições das

janelas. Eles apresentaram perdas durante as etapas de compressão, descarga, re-expansão e sucção, as quais que podem ser mais bem observadas nos dois últimos gráficos (Figs. 134 e 135).

Estas perdas acontecem porque a posição dos ângulos em relação ao ponto de referência, onde ocorrem os volumes máximos e mínimos para cada excentricidade, são diferentes. Isso acaba influenciando o processo nos pontos onde começam e terminam as etapas da compressão, descarga, re-expansão e sucção. Estas perdas apontam ser necessário alterar as posições das janelas para cada excentricidade, a fim de melhorar o desempenho do compressor.

Para a operação do compressor sem as válvulas nas janelas, portanto, seria necessário ter à disposição uma placa de janelas (peça de aço usinada) para cada uma das excentricidades, reduzindo, assim, a versatilidade proporcionada pelo conceito Kopelrot.

4.2.3

Temperatura e massa

Para o cálculo da temperatura e da massa instantâneas foram admitidas as seguintes hipóteses:

- O gás (ar) se comporta como gás ideal.
- Os processos de sucção e descarga ocorrem a pressão constante, (igual a p_s e p_d , respectivamente).

Os ângulos em relação ao ponto de referência, onde acontecem o início e o final de cada etapa (compressão, descarga, re-expansão e sucção), já foram definidos na seção anterior, para excentricidade de referência (95 mm), e são os mesmos, obviamente, para a temperatura e massa.

4.2.3.1

Massa

i) Compressão (câmara fechada):

Início da compressão: ângulo 72° em relação ao ponto de referência.

Temperatura de sucção igual à temperatura ambiente: $T_s = 25^\circ\text{C}$.

A massa, para a primeira linha da planilha de cálculo, é obtida com a equação de estado, Eqs. (11) um gás ideal. Esse valor é mantido constante durante toda a compressão.

$$pV = mRT \quad (11)$$

Para a Eq. (11), a pressão utilizada é de sucção p_s e a temperatura, T_s .

A constante do gás (ar) é $R = 0,2870 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

Final da compressão: ângulo 165° em relação ao ponto de referência.

ii) Descarga (câmara aberta):

Início da descarga: ângulo 166° em relação ao ponto de referência.

Temperatura de descarga T_d : corresponde à última temperatura da compressão e seu valor é mantido constante durante toda a descarga.

Massa: É aplicada Eq. (11) durante toda a descarga. Para a Eq. (11) a pressão adotada é a pressão de descarga, p_d , e, a temperatura utilizada é a temperatura de descarga, T_d .

Final da descarga: ângulo 252° em relação ao ponto de referência.

iii) Re-expansão (câmara fechada):

Início da re-expansão: ângulo 253° em relação ao ponto de referência.

Temperatura: Equação de estado, a partir da pressão e volume específicos, calculados anteriormente. É calculada pela Eq. (11).

Massa: O valor da massa é mantido constante durante toda a re-expansão.

Final da re-expansão: ângulo 267° em relação ao ponto de referência.

iv) Sucção (câmara aberta):

Início da descarga: ângulo 268° em relação ao ponto de referência.

Massa: A massa é calculada a partir da Eq.(11), com a pressão igual à pressão de sucção, p_s .

Final da sucção: ângulo 71° em relação ao ponto de referência.

4.2.3.2

Temperatura

Para o cálculo da temperatura foi necessário simular o funcionamento do ciclo do compressor ao longo de, aproximadamente, dez rotações do eixo motriz, para obtermos a convergência. Para obter a convergência da temperatura foi necessário convergir também a massa, acompanhando a quantidade de dez rotações do eixo motriz. A simulação começa na compressão e termina na sucção até que os valores das temperaturas e das massas ao longo do ciclo se estabilizassem.

i) Compressão (câmara fechada):

A compressão, conforme já exposto, começa no volume máximo. Temperatura e pressão de sucção são dados de entrada. Como a compressão é o início da simulação, (executada em planilha Excel), foi assumida apenas para a primeira linha de cálculo da planilha uma temperatura $T_s = 25^\circ\text{C}$ e, pressão $p_s = 101,325\text{ kPa}$.

Calculou-se a massa de ar no processo de compressão apenas para o primeiro instante pela Eq. (11). A massa é calculada quando o deslocador passa pela borda da janela de sucção e fecha a passagem de ar do meio externo para a câmara, não havendo mais conexão entre a câmara e o meio externo. Neste

instante a câmara encontra-se no volume máximo. A massa de ar é, então, considerada constante durante toda a compressão devido à câmara estar fechada.

A temperatura é calculada pela Eq. (11), ao longo de toda a compressão. Como a câmara está fechada, a temperatura aumenta durante a compressão.

ii) Descarga (câmara aberta):

Na descarga a temperatura foi suposta constante, assim como, a pressão na descarga também foi considerada constante. Do mesmo modo que a pressão, o valor atribuído é à temperatura que corresponde ao último instante em que se encontra a massa de ar no interior da câmara antes da descarga. A partir deste instante, a massa de ar no interior da câmara é descarregada na mesma pressão e temperatura ao longo de todo o processo.

A massa foi calculada durante toda a descarga pela Eq.(11). Como a câmara está aberta a massa diminui.

iii) Re-expansão (câmara fechada):

Na re-expansão considerou-se, apenas para a primeira linha (ou ângulo) da planilha de cálculo, a temperatura igual à última temperatura na descarga. Isto porque, é a temperatura em que a massa estava sendo descarregada, antes que deslocador passasse pela borda da janela de descarga fechando a passagem de ar da câmara para o meio externo. A partir deste ponto, a temperatura é calculada, para o restante da re-expansão, pela Eq. (11).

Com a pressão e a temperatura na primeira linha da planilha de cálculo da re-expansão, calculou-se a massa que restou pela equação Eq. (11), quando a passagem de ar da câmara para o meio externo foi fechado pelo deslocador. Depois da primeira linha da planilha de cálculo, do mesmo modo que na compressão, a massa é constante, porque a câmara está fechada.

iv) Sucção (câmara aberta):

Considerou-se, apenas para o primeiro ângulo da sucção, a temperatura do gás igual à temperatura no último instante da re-expansão. Para o restante da

sucção aplicou-se a equação da conservação de massa e a 1ª lei da Termodinâmica.

Foram considerados dois instantes (separados pelo intervalo de tempo $\Delta\theta$, correspondente a uma linha na planilha Excel):

- Instante 1 – O gás na câmara está no estado termodinâmico com p_1, V_1, T_1 e o ambiente (sucção) com (p_s, T_s) sendo: $p_s > p_1$.
- Instante 2 – A câmara, com p_2, V_2, T_2 e o ambiente, com (p_s, T_s) sendo: pressão no cilindro p_2 .

Como incógnita, tem-se o estado termodinâmico 2, a ser determinado. Supondo-se que o processo ocorre em regime permanente (ao longo dos diversos intervalos de $\Delta\theta$):

$$m_2 - m_1 = \Delta m \quad (12)$$

E, da 1ª lei da Termodinâmica, tem-se:

$$dU = \delta Q - \delta W + h_s \Delta m_s \quad (13)$$

Considera-se um infinitésimo para poder ser integrável cada termo da Eq. (13) separadamente, do estado 1 ao estado 2, tem-se:

$$\int_1^2 dU = U_2 - U_1 \quad (14)$$

$$\int_1^2 \delta Q = 0 \Rightarrow \text{Supondo-se o processo adiabático}$$

$$\int_1^2 \delta W = \int_1^2 p_s dV = p_s \Delta V \quad (15)$$

$$\int_1^2 h_s dm_s = h_s \Delta m \quad (16)$$

Substituindo as equações (14) a (17) na equação (13), tem-se:

$$U_2 - U_1 = -p_s \Delta V + h_s \Delta m \quad (17)$$

Mas:

$$U_2 = m_2 c_v T_2 + U_0 \quad (18)$$

$$U_1 = m_1 c_v T_1 + U_0 \quad (19)$$

$$\Delta m = m_2 - m_1 \quad (21)$$

$$h_s = c_p T_s + h_0 \quad (22)$$

Substituindo as Eqs. (19) a (22) na equação (18) e, arrumando os termos tem-se:

$$m_2 c_v T_2 - m_1 c_v T_1 = -p_s V_2 + p_s V_1 + c_p T_s m_2 - c_p T_s m_1 \quad (23)$$

Escrevendo a Eq.(11), para o estado 2 e, re-arranjando os termos, tem-se:

$$m_2 = \frac{p_2 V_2}{RT_2}$$

Levando-se à equação (23), tem-se:

$$\frac{p_2 V_2 c_v T_2}{RT_2} - m_1 c_v T_1 = -p_s V_2 + p_s V_1 + \frac{c_p T_s p_2 V_2}{RT_2} - c_p T_s m_1 \quad (24)$$

Re-arranjando os termos e, explicitando T_2 , tem-se que:

$$T_2 = \frac{c_p T_s p_2 V_2}{(p_2 V_2 c_v - m_1 c_v T_1 R + p_s V_2 R - p_s V_1 R + c_p T_s m_1 R)} \quad (25)$$

Com esta equação determina-se a temperatura na câmara ao longo da sucção. A massa de ar na sucção é, então, calculada pela Eq. (11).

É necessário o conhecimento do valor da pressão e temperatura do gás no início da compressão, isto é, ao final da sucção. Como este estado termodinâmico somente é determinado ao final do processo de sucção, pelas Eqs. (12) a (25), foi

necessário realizar iterações. Estimou-se, como valor inicial, que a temperatura do gás na câmara ao final da sucção seria T_s , valor improvável visto que o ar se mistura ao gás residual que acabou de ser expandido. Efetuando o cálculo do ciclo apenas uma vez, observou-se que temperatura e massa não retornaram, ao final do ciclo, com os valores calculados ou assumidos para a primeira linha da planilha de cálculo de compressão. Para a estabilização dos valores da temperatura e da massa procedeu-se o cálculo do ciclo do compressor de modo que a última temperatura e massa na sucção fossem os dados de entrada no início da compressão. O ciclo do compressor foi repetido 10 vezes, o que é equivalente a 10 rotações do eixo do compressor. Para a excentricidade de referência, 95 mm, a temperatura e a massa se estabilizam ao final do primeiro ciclo. Para as demais excentricidades, a temperatura e a massa se estabilizam e convergem a partir do quarto ou quinto ciclo.

Os gráficos de temperatura x ângulo e massa x ângulo (Figs. 136 e 137), mostram a temperatura e a massa, com os valores convergidos para a excentricidade de 95 mm. Elas não tiveram variação se repetindo da sucção para a compressão em $T_s = 25,1^\circ\text{C}$ e $m = 0,001299\text{ kg}$.

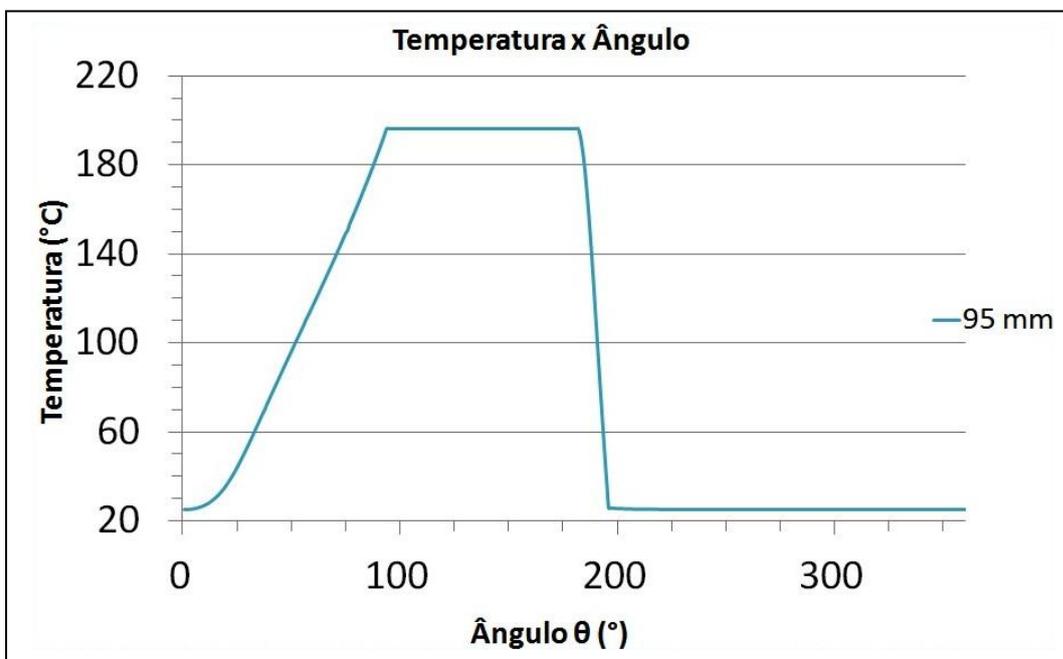


Figura 136 – Gráfico de temperatura x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 95 mm.

Observa-se que a temperatura (Fig. 136) aumenta durante toda a compressão, como esperado. Na descarga, a temperatura é igual e constante ao último valor da temperatura na compressão. Na re-expansão a temperatura abaixa, tendência igualmente prevista. Na sucção, a temperatura no início apresenta uma variação muito pequena até se estabilizar.

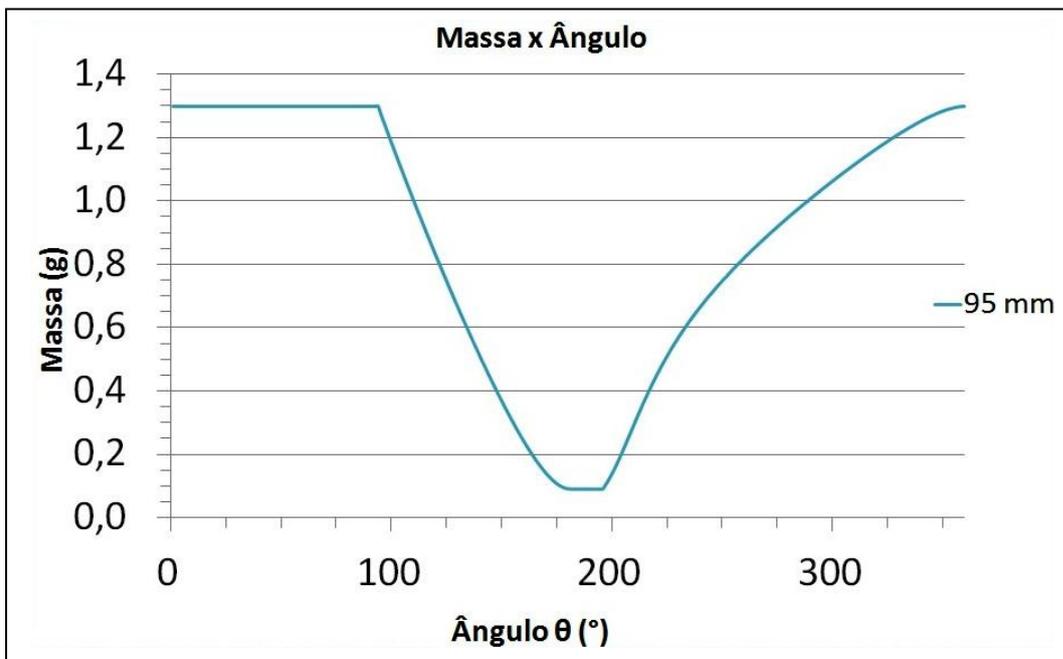


Figura 137 – Gráfico de massa x ângulo para uma pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 95 mm.

No gráfico da variação da massa (Fig. 137), as linhas horizontais, constantes, representam a compressão e a re-expansão, quando a câmara do compressor está fechada. No processo de descarga, a massa é expulsa da câmara até o volume mínimo e, na sucção, a massa é admitida no interior da câmara até o volume máximo.

Para as outras excentricidades, temperatura e massa também foram determinadas a partir do mesmo conjunto de equações, a partir dos volumes e nas pressões calculadas anteriormente.

Com a excentricidade de 90 mm, a temperatura e a massa de sucção se estabilizaram em $T_s = 35,2^\circ\text{C}$, e $m = 0,001204\text{ kg}$, (Figs. 138 e 139).

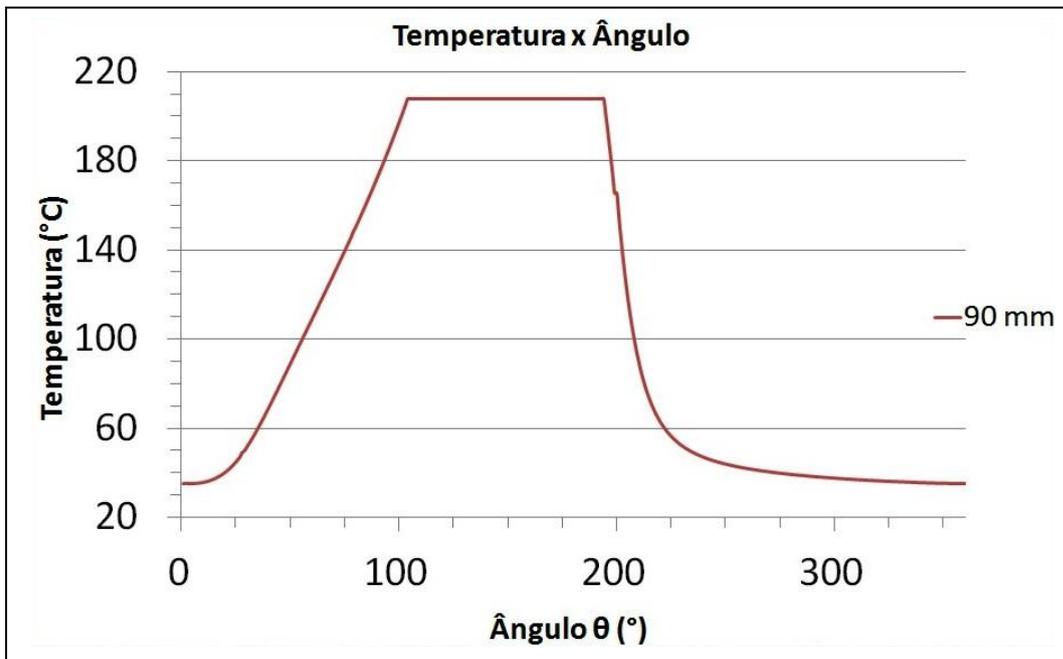


Figura 138 – Gráfico de temperatura x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 90 mm.

Na compressão, a temperatura para essa excentricidade (90 mm) é maior no início e no final do que a temperatura para a excentricidade de 95 mm, (Fig.138). No início da compressão o aumento na temperatura é mais lento, porque o volume ainda está aumentando como observado na pressão (Fig. 138). Quando a compressão realmente começa no ângulo 71° em relação ao ponto de referência, a temperatura aumenta mais rapidamente.

Na re-expansão a temperatura abaixa até o deslocador passar pela borda da janela de sucção abrindo a passagem de ar do meio externo para a câmara, aproximadamente no ângulo 263° em relação ao ponto de referência. Neste instante a temperatura permanece constante, pois há uma queda de pressão, devido à pressão na câmara estar maior do que a atmosférica.

Na sucção quando começa a admissão da massa de ar no ângulo 264° em relação ao ponto de referência, a temperatura no interior da câmara começa a diminuir rapidamente por certo período devido à quantidade de massa que restou na câmara, e a quantidade de massa que começa a ser admitida. Em seguida, a temperatura diminui mais lentamente.

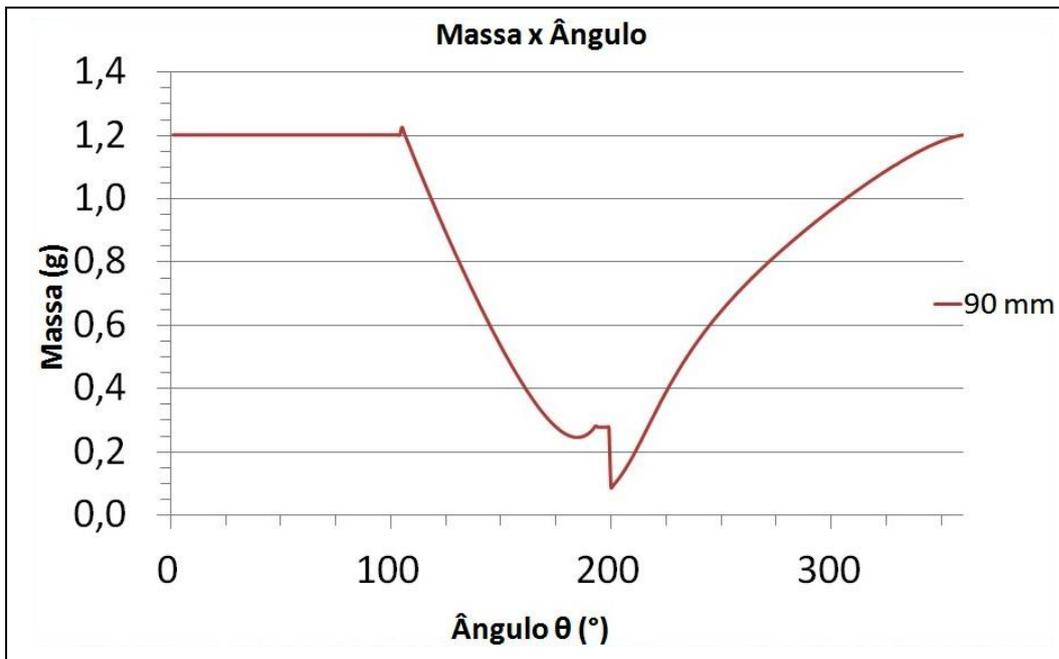


Figura 139 – Gráfico de massa x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa, para excentricidade de 90 mm.

A massa apresenta aumento na descarga pela pressão na câmara ser menor do que a pressão de descarga determinada (Fig. 139). Isto faz com que massa seja admitida antes do processo de descarga ocorrer (fenômeno de retorno de fluxo - *back flow*). A massa é descarregada durante o restante do curso de descarga até o volume mínimo. Como o deslocador ainda não passou pela borda da janela de descarga a câmara não está fechada, e começa a admitir a massa de ar de volta, até que o deslocador feche a câmara. Antes de iniciar a re-expansão, há uma queda pequena de massa devido à primeira temperatura da re-expansão ser considerada a última temperatura da descarga.

Na re-expansão, quando o deslocador passa pela borda da janela de sucção abrindo a passagem de ar do meio externo para câmara, há uma queda muito grande da massa, porque a pressão dentro da câmara é maior do que a pressão atmosférica, expulsando o ar para o plano da descarga.

Para as outras excentricidades (Figs. 140 a 145), como visto nos gráficos de pressão (Figs. 128 a 133), não há re-expansão. Os pontos de referência onde começam a compressão, descarga e sucção, são os mesmos que foram apresentados na pressão (Tab. 3). As perdas que acontecem nessas excentricidades

são de mesma natureza que na excentricidade de 90 mm, porém com um aumento, à medida que é reduzida a excentricidade.

Os gráficos de temperatura para as excentricidades de 85 mm, 80 mm e 75 mm são apresentados abaixo (Figs. 140 a 142).

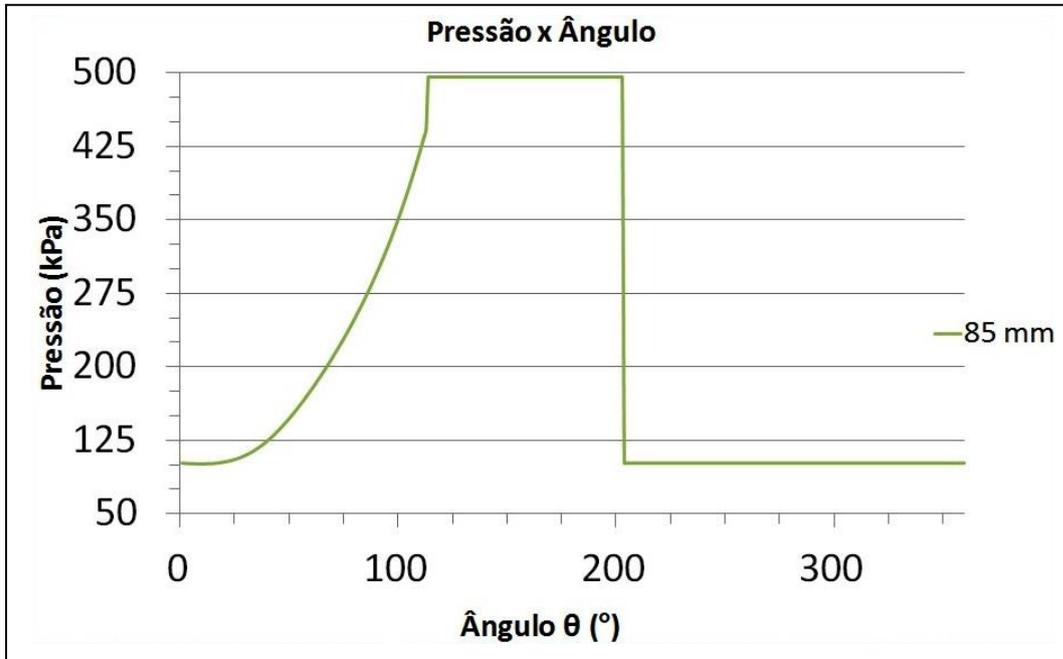


Figura 140 – Gráfico de temperatura x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 85 mm.

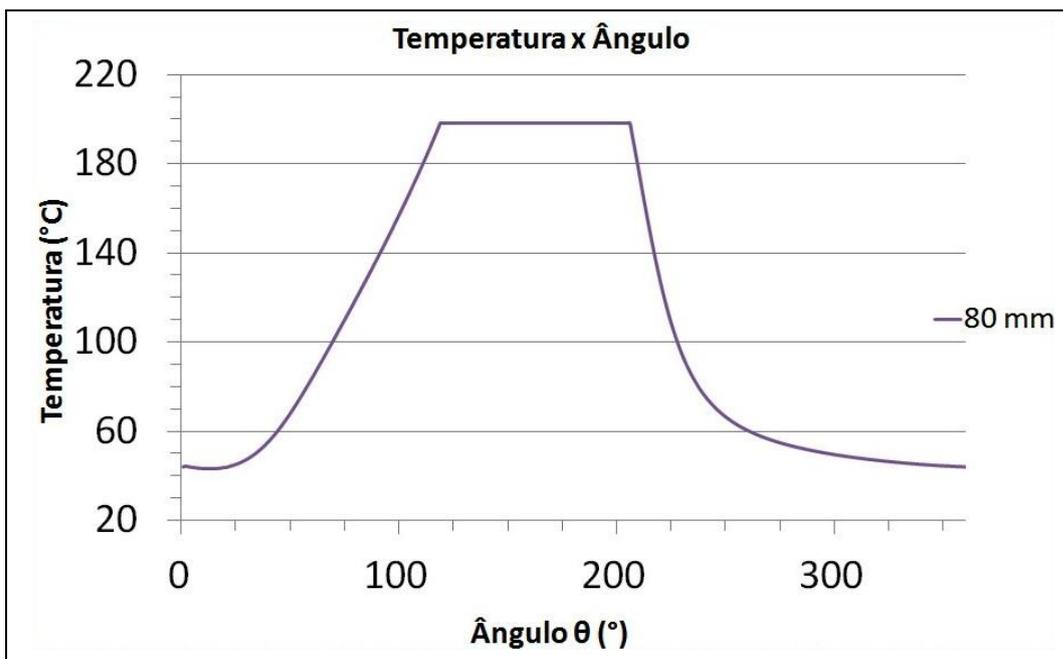


Figura 141 – Gráfico de temperatura x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e para excentricidade de 80 mm.

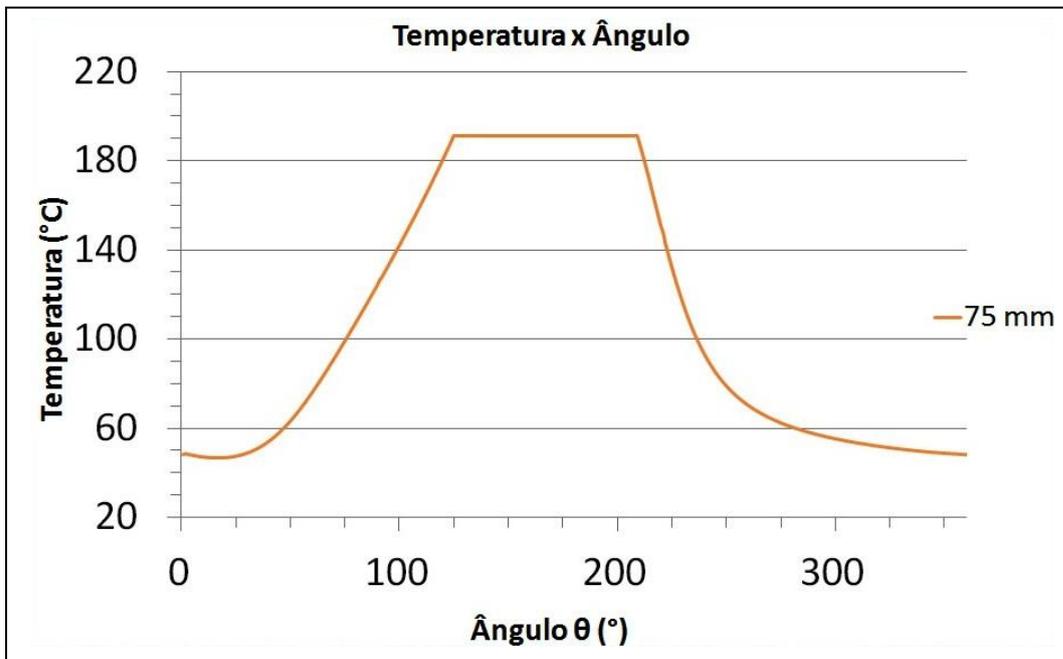


Figura 142 – Gráfico de temperatura x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 75 mm.

Para a temperatura (Figs 140 a 142), na compressão, o aumento de temperatura é cada vez mais lento, visto que a compressão real teórica ainda não acontece no instante em que o deslocador passou pela borda da janela de sucção, fechando a passagem de ar do meio externo para a câmara. Até que a compressão real teórica (efetiva) comece, a temperatura sobe cada vez mais lentamente.

Na descarga, as temperaturas vão atingindo valores cada vez menores, porque o tempo real de compressão é cada vez menor.

Na sucção, a temperatura diminui cada vez mais lentamente. As temperaturas em que essas excentricidades se estabilizaram no final da sucção são cada vez maiores, porque as trocas de massa de ar no interior da câmara são cada vez menores.

Os gráficos de massa para as excentricidades de 85 mm, 80 mm e 75 mm são apresentados abaixo (Figs. 143 a 145).

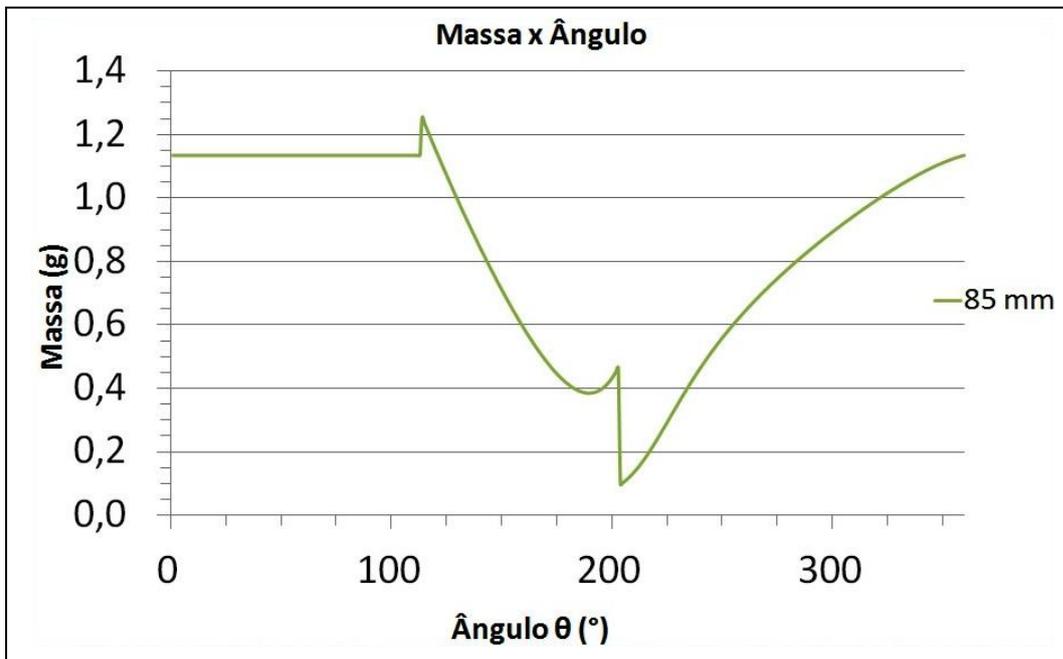


Figura 143 – Gráfico de massa x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 85 mm.

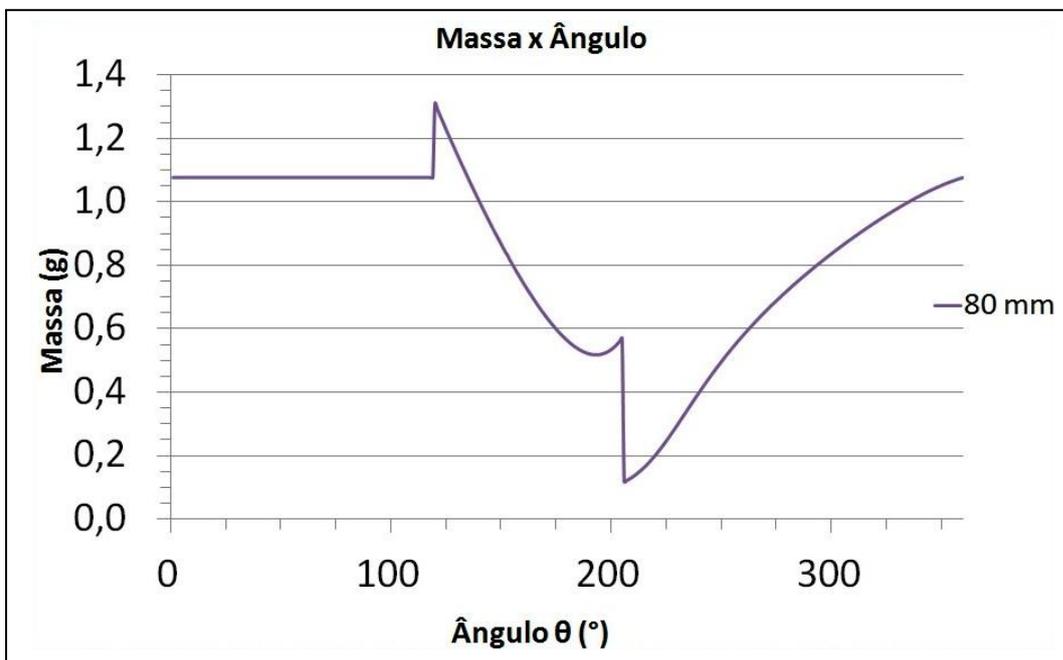


Figura 144 – Gráfico de massa x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 80 mm.

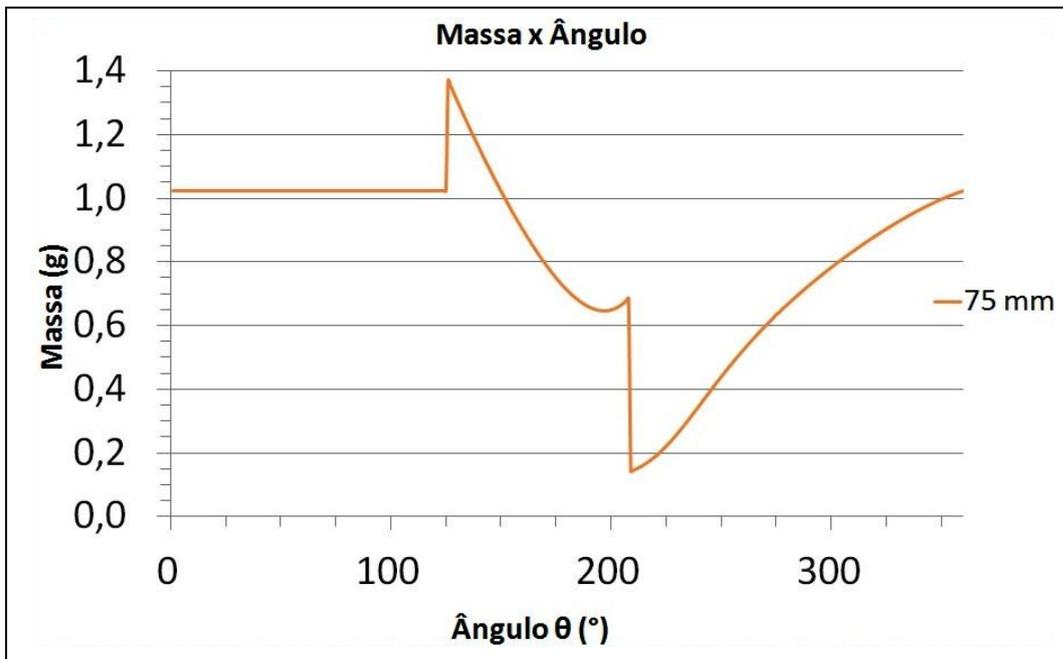


Figura 145 – Gráfico de massa x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa e excentricidade de 75 mm.

Para a massa (Figs. 143 a 145), na compressão, a quantidade de massa admitida no interior da câmara é cada vez menor.

Na descarga, quando o deslocador passa pela borda da janela de descarga abrindo a passagem de ar da câmara para o meio externo, a pressão no interior da câmara é menor do que a pressão de descarga e, a massa é então re-admitida antes de ser descarregada (*back flow*). Isto porque os valores das pressões alcançadas com essas excentricidades ficam muito abaixo do valor da pressão determinada antes que o deslocador passe pela borda da janela de descarga e abra a passagem de ar. O intervalo em que ocorre a descarga é cada vez menor porque parte deste intervalo é ocupado pela etapa da compressão, que se torna cada vez maior. A câmara começa a admitir o ar novamente, pois seu volume começa a aumentar logo após chegar ao volume mínimo, e o deslocador ainda não passou pela borda da janela de descarga, fechando a passagem de ar da câmara para o meio externo.

Na sucção, logo no início, há uma redução de massa quando o deslocador passa pela borda da janela de sucção abrindo passagem do meio externo para a câmara (redução da eficiência volumétrica). Isto porque a quantidade de massa acumulada dentro da câmara, quando esta abre, é cada vez maior, e também, a

pressão dentro da câmara é superior à pressão de sucção. Os valores da massa de gás na câmara admitidos na sucção são cada vez menores.

As variações de temperatura e massa com o ângulo, para diversas excentricidades, estão resumidas abaixo (Figs. 146 e 147).

Pode-se observar que somente com as excentricidades de 90 mm e 95 mm ainda ocorre a re-expansão (Fig. 146). Com as outras excentricidades dadas, o deslocador passa pela borda da janela de sucção abrindo a passagem de ar do meio externo para a câmara, antes que o processo de descarga termine.

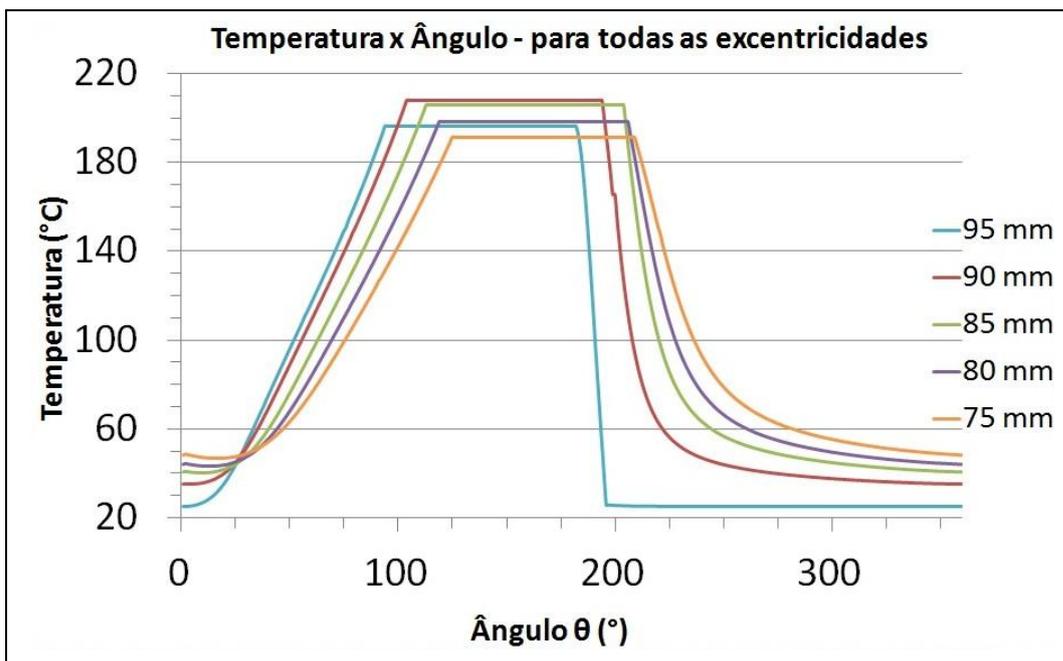


Figura 146 – Gráfico de temperatura x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa para todas as excentricidades escolhidas.

Abaixo (Fig. 147), observa-se a tendência, predominante, de massa constante na compressão (0° a 125°), seguida de descarga, porém com o deslocador abrindo a janela de descarga, quando, então, a massa sobe (fluxo reverso), seguida de nova redução, quando o deslocador abre a janela de sucção (novamente, fluxo reverso). A partir de aproximadamente 210° o processo de sucção (aumento de massa) toma seu rumo regular.

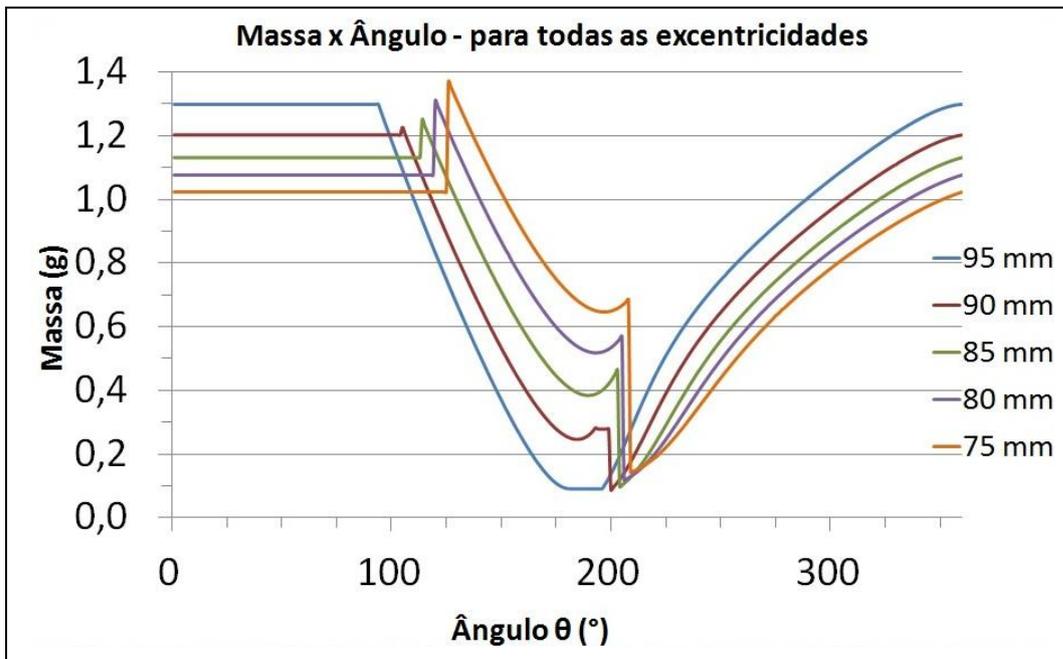


Figura 147 – Gráfico de massa x ângulo simulado para pressão de descarga de 500 kPa, sucção de 101,32 kPa para todas as excentricidades escolhidas.

A Tabela 5 apresenta vários valores de temperatura e massa relevantes durante a simulação na planilha Excel. Esta tabela resume as perdas no compressor operando com excentricidades para as quais as janelas não foram otimizadas. A configuração de 75 mm de excentricidade apresenta os piores valores (temperatura de sucção mais alta, menor massa a ser efetivamente comprimida e maior massa retornada).

Tabela 5 – Valores de várias temperaturas e massas para as excentricidades de 85 mm, 80 mm e 75 mm.

Excentricidade (mm)	85	80	75
Temperatura no final da sucção (°C)	40,7	44,1	48
Temperatura de descarga (°C)	205,8	198,1	191,3
Massa no final da sucção (kg)	0,001133	0,001077	0,001023
Massa retornada ao cilindrono início da descarga (kg)	0,000119	0,000234	0,000348

4.2.4

Trabalho e potência

i) Cálculo do trabalho:

O trabalho foi calculado para cada linha, intervalo de ângulo, ao longo todo o ciclo do compressor. Somando-se, ao final, todos os trabalhos realizados em cada intervalo, tem-se o trabalho realizado em um ciclo.

$$W = \oint p dV \approx \sum_{\theta=0^{\circ}}^{360^{\circ}} p \Delta V \quad (26)$$

Os trabalhos calculados para as excentricidades se apresentam negativos no resultado final por ser tratar de trabalho sendo realizado sobre o sistema. Para a excentricidade de 95 mm o trabalho na compressão é positivo apenas na primeira linha da planilha de cálculo, porque o deslocador passa pela borda da janela de sucção e fecha a passagem de ar do meio externo para a câmara, ângulo 72° em relação ao ponto de referência (Tab. 6). Nas outras excentricidades, o trabalho realizado sobre o sistema na compressão não acontece logo depois que a câmara fecha. O volume ainda está se expandindo (deslocadores ainda se afastando), e só depois de certo ângulo (Tab. 6), começa a compressão na câmara. Esse intervalo de não compressão quando a câmara fecha, é maior à medida que as excentricidades são reduzidas. Conforme esperado (Tab. 6), a configuração de 75 mm oferece o pior desempenho, se medido por trabalho específico.

Tabela 6 – Valores de trabalho para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa, para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade (mm)	Trabalho W (kJ)	Trabalho específico w (kJ/kg)
95	- 0,210	- 161,73
90	- 0,177	- 147,42
85	- 0,156	- 137,91
80	- 0,139	- 129,37
75	- 0,123	- 120,31

ii) Cálculo da velocidade e do período do ciclo:

Para calcular a potência determinou-se uma velocidade de rotação do compressor de $N = 1.800$ rpm, porque estava prevista a utilização de um motor de 5 CV para os testes com esta velocidade. Então, calculou-se o período τ do ciclo.

$$N = \frac{N \text{ rpm}}{60 \text{ s}} \quad (27)$$

$$N = \frac{1800}{60} = 30 \text{ rps}$$

$$\tau = \frac{1}{N} \quad (28)$$

$$\tau = \frac{1}{30 \text{ rps}} = 0,033 \text{ s}$$

iii) Cálculo da potência, \dot{W} (kW):

$$\dot{W} = \frac{W}{\tau} \quad (29)$$

Como esperado, após o cálculo do trabalho, a excentricidade de 75 mm apresenta o menor valor de potência consumida (Tab. 7), com o período τ do ciclo sendo igual para todas as excentricidades. Isto é devido à baixa eficiência volumétrica e, conseqüentemente, baixa vazão mássica, obtidas com esta excentricidade.

Tabela 7 – Valores de potência para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade (mm)	Potência \dot{W} (kW)
95	- 6,302
90	- 5,323
85	- 4,688
80	- 4,182
75	- 3,694

4.2.5

Vazão e eficiência volumétrica

i) Cálculo da massa admitida por ciclo, Δm (kg):

Para o cálculo da vazão determina-se a massa admitida por ciclo (Tab. 8). Para as excentricidades nas quais não há re-expansão, a massa utilizada para o cálculo da vazão foi a última massa descarregada antes da sucção. Esse seria o ponto onde começaria a re-expansão, como pode ser visto com a excentricidade de 90 mm (Fig. 122).

A variação de massa, por ciclo, é dada por:

$$\Delta m = m_{\text{com}} - m_{\text{re}} \quad (30)$$

Onde: m_{com} é a massa de gás no processo de compressão e m_{re} é a massa no de re-expansão.

Tabela 8 – Valores de massa admitida por ciclo para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa, para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade (mm)	m_{com} (kg)	m_{re} (kg)	Δm (kg)
95	0,001299	0,000090	0,001209
90	0,001204	0,000279	0,000925
85	0,001133	0,000466	0,000667
80	0,001077	0,000571	0,000506
75	0,001023	0,000686	0,000337

ii) Cálculo da vazão mássica, \dot{m} (kg/s):

A vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\tau} \quad (31)$$

Observa-se, na tabela 9, que a maior vazão mássica é para a excentricidade de 95 mm, e os valores de vazão diminuem conforme as excentricidades são reduzidas.

Tabela 9 – Valores de vazão mássica para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa, para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade (mm)	\dot{m} (kg/s)
95	0,036
90	0,028
85	0,020
80	0,015
75	0,010

iii) Cálculo do volume específico na sucção, v_s (m^3/kg):

$$v_s = \frac{RT_s}{p} \quad (32)$$

A pressão de sucção, sendo um dado de entrada, foi considerada para todas as excentricidades a pressão atmosférica, $p_s = 101,32$ kPa. A temperatura utilizada, T_s , foi a temperatura ao final da sucção tendo-se calculado o ciclo durante dez vezes. Na Tabela 10, observa-se que, à medida que as excentricidades são reduzidas, os valores calculados da temperatura de sucção, T_s , se estabilizaram em valores cada vez maiores (Fig. 146), o que influencia nos valores dos volumes específicos.

R (constante do gás) para o ar: $0,287$ kN·m/kg·K.

Tabela 10 – Valores de volume específico na sucção para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade (mm)	T_s (K)	v_s (m^3/kg)
95	298,25	0,845
90	305,65	0,873
85	277,85	0,889
80	317,25	0,899
75	321,15	0,910

iv) Cálculo do volume deslocado (ou cilindrada), V_{desl} (m^3):

O volume deslocado é dado por:

$$V_{desl} = V_{max} - V_{min} \quad (33)$$

Observa-se, na Tabela 11, que a maior cilindrada foi obtida, como já esperado, com a maior excentricidade. Conclui-se, também, ser a excentricidade, uma variável de controle da capacidade do compressor.

Tabela 11 – Valores de volume deslocado para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa, para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade (mm)	V_{max} (m^3)	V_{min} (m^3)	V_{desl} (m^3)
95	0,001097	0,000025	0,001073
90	0,001053	0,000069	0,000985
85	0,001015	0,000107	0,000909
80	0,000980	0,000142	0,000839
75	0,000948	0,000174	0,000775

v) Cálculo da eficiência volumétrica, η_v :

A eficiência volumétrica é dada por:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}v_s}{V_{desl}N(\text{rps})} \quad (34)$$

Como constatado na Tabela 12, quanto menor a excentricidade menor a eficiência volumétrica. Isto porque as janelas foram otimizadas para a maior excentricidade.

Tabela 12 – Valores de eficiência volumétrica para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa, para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidade (mm)	\dot{m} (kg/s)	v_s (m^3/kg)	V_{desl} (m^3)	η_v
95	0,036	0,845	0,001073	0,952
90	0,028	0,873	0,000985	0,820
85	0,020	0,889	0,000909	0,653
80	0,015	0,899	0,000839	0,542
75	0,010	0,910	0,000775	0,397

vi) Cálculo da temperatura de descarga teórica, $T_{d \text{ teórica}}$:

A temperatura de descarga teórica é calculada assumindo-se um processo isentrópico.

$$T_{d \text{ teórica}} = \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] T_s \quad (35)$$

Para os valores da pressão de sucção e pressão de descarga foram utilizados os dados de entrada, $p_s = 101,325 \text{ kPa}$ e $p_d = 495,880 \text{ kPa}$. Para a de sucção utilizou-se a temperatura na qual foi obtida depois de se computar o ciclo do compressor por dez iterações. Para o cálculo da temperatura de sucção, deve-se usar seu valor absoluto, em (K).

Na Tabela 13, a configuração de excentricidade de 95 mm é tal que todos os parâmetros iniciais foram devidamente ajustados. A temperatura de descarga para essa excentricidade é exatamente igual à temperatura de descarga teórica calculada pela equação (35), com os valores da temperatura já convergidos. Para as demais excentricidades a temperatura de descarga é maior do que a temperatura de descarga calculada numericamente. Isso acontece devido às perdas e, quanto mais reduzidas forem as excentricidades, maior será a diferença.

Tabela 13 – Valores de temperatura de descarga teórica para pressão de descarga de 500 kPa e sucção de 101,32 kPa, para todas as excentricidades escolhidas.

Excentricidades (mm)	T_s (°C)	$T_{d \text{ teórica}}$ (°C)	T_d (°C)
95	25,1	196,3	196,3
90	35,2	212,2	207,9
85	40,7	220,8	205,8
80	44,1	226,3	198,1
75	48,0	232,4	191,3

Conclui-se que as simulações aqui descritas mostram ser possível variar a capacidade do compressor variando-se as excentricidades. Para uma pressão de descarga em torno de 500 kPa e uma excentricidade de 95 mm, bons resultados são obtidos já que as janelas de entrada e saída de gás foram posicionadas

otimamente para essa configuração. Para as outras excentricidades, as simulações de variação de volume dentro da câmara já demonstram uma redução de desempenho, conforme são reduzidas as excentricidades.

Para a redução destas perdas, seria necessário o uso de uma placa de janelas específica para cada uma das excentricidades, com as janelas de entrada e saída de gás posicionadas de uma maneira ótima para as suas configurações específicas. Desta maneira, reduzir-se-iam as perdas para cada uma dessas excentricidades. O que dificulta é que a placa de janelas é uma peça usinada. A carcaça traseira também é peça usinada e que apresenta grande dificuldade de fabricação por assimilar inúmeras funções (Cap. 3), além de ter as furações das janelas de sucção e descargas transferidas da placa de janelas. Tal solução, de placas específicas, tornaria a operação do compressor tecnicamente inviável.