

# SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO DE BOMBA CENTRÍFUGA PARA TURBOBOMBA DE MOTOR-FOGUETE A PROPELENTE LÍQUIDO

**Renato Yassuo Tamashiro**

**João Roberto Barbosa**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia, 12228-901, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: barbosa@mec.ita.cta.br

## Resumo

Este trabalho tem por objetivo definir uma metodologia para dimensionamento e simulação de operação de uma bomba centrífuga aplicável em turbobombas de motor-foguete a propelente líquido. São determinadas as dimensões dos principais elementos de uma bomba: alimentador, indutor em espiral, impelidor, coletor e difusor, a partir das características do fluido e das condições de operação da bomba. Um modelo de perdas que leva em consideração as principais fontes de variação das condições ideais é estabelecido. Um algoritmo, implementado em *Mathcad*, é utilizado para resolver o sistema de equações obtido. Definida a geometria da bomba, um novo algoritmo é definido para obter as perdas durante o funcionamento fora do ponto de projeto, com vistas à obtenção dos mapas de desempenho da bomba centrífuga. A validade do modelo é verificada através do dimensionamento e da simulação de uma turbobomba para utilização no motor russo RD-109, cujas características são conhecidas.

**Palavras-chave:** propulsão, foguetes, turbobomba, bomba centrífuga.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo e aprimoramento de turbobombas para aplicação em motor-foguete surgiu da necessidade de uma máquina que operasse com uma rotação muito elevada, condições extremas de temperatura e que fosse ao mesmo tempo leve, pequena e confiável. A turbobomba é um dos principais componentes de um motor-foguete e compõe-se basicamente de três elementos: turbina, bomba de oxidante e bomba de combustível. Os principais requisitos de uma turbobomba para aplicação espacial são alta confiabilidade, baixo custo, mínimo peso, fluxo estável dentro dos limites de operação, alta eficiência e desempenho adequado de sucção.

Tendo por base a experiência dos russos no projeto, fabricação e desenvolvimento de motores-foguete, procurou-se aplicar os seus conhecimentos, relatados em literatura aberta, para o desenvolvimento de uma metodologia de projeto e de simulação de funcionamento de uma bomba centrífuga. O motor RD-109 é usado nos estágios superiores de veículos de lançamento. Foi desenvolvido entre 1958 e 1962 e com ele um patamar de confiabilidade foi atingido. É produzido e usado até hoje pelos russos. Pelo fato de alguns dados de projeto e de desempenho dessa bomba estarem disponíveis, foi escolhida como referência neste trabalho.

O RD-109 utiliza oxigênio líquido como oxidante e querosene como combustível. A turbobomba deste motor movimenta o propelente para o interior da câmara de combustão e do gerador de gás. Ela possui um eixo simples onde estão acopladas a turbina e duas bombas centrífugas. O conjunto rotativo tem seu movimento e apoio proporcionados por dois rolamentos especiais. A bomba de oxidante possui um impelidor do tipo centrífugo, fechado, com uma entrada axial e um indutor helicoidal.

## 2. PRINCIPAIS ELEMENTOS DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA

### 2.1 Indutor helicoidal

Conhecendo-se a vazão volumétrica  $V$ , a rotação  $\omega$  e a geometria da bomba, podem-se obter as velocidades absoluta  $c_{1z,s}$ , tangencial  $u_{s,p}$  e o triângulo de velocidades na entrada do indutor. Em geral, o ângulo de escoamento  $\beta_{1,s,p}$  não deve exceder  $8^\circ$  e o ângulo de incidência  $i_p$  não deve exceder  $3^\circ$  de forma a evitar o descolamento do escoamento na bomba, conforme observa Ovsyannikov e Borovskiy (1973).

As velocidades axial, tangencial e absoluta na saída do rotor podem ser calculadas por

$$c_{1z,s} = 4V(\pi D_{s,eq}^2)^{-1}, \quad u_{s,p} = 0,5\omega D_s \quad e \quad c_{2u,s} = v_{2,rel} u_{s,p} \quad (1)$$

onde  $D_{s,eq}$  é o diâmetro equivalente do indutor,  $v_{2,rel}$  é a razão de velocidades e  $u_{s,p}$  é a velocidade tangencial no diâmetro  $D_s$ . A área do círculo caracterizado por  $D_{s,eq}$  é igual à área da co-roa circular definida pelo diâmetro do cubo  $d_{hub}$  e pelo diâmetro externo do indutor  $D_s$ .

### 2.2 Impelidor centrífugo

O escoamento no espaço entre o indutor e o impelidor é considerado sem perdas, obedecendo a lei de vórtice livre  $c_{1u} \cdot r = \text{constante}$ , sendo  $c_{1u}$  a componente tangencial da velocidade absoluta na entrada do impelidor e  $r$  a distância radial. Assim,

$$c_{1u} = D_s D_1^{-1} c_{2u,s} \quad (2)$$

A partir da velocidade angular  $\omega$  e do diâmetro de entrada no impelidor  $D_1$  obtém-se a velocidade tangencial  $u_1$ . A componente meridional da velocidade absoluta  $c_{1m}$  é dada pela razão da vazão que atravessa o impelidor e a área da seção transversal ao escoamento. Daí

$$u_1 = 0,5\omega D_1 \quad e \quad c_{1m} = V(\pi D_1 b_1 \eta_{flow})^{-1} \quad (3)$$

onde  $b_1$  é a altura da pá do impelidor no diâmetro  $D_1$  e  $\eta_{flow}$  é o rendimento volumétrico da bomba.

Do triângulo de velocidades determinam-se a velocidade relativa  $w_1$  e o ângulo do escoamento na entrada do impelidor  $\beta_1$  e, deste, o ângulo da pá  $\beta_{1,B}$ :

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2}, \quad \beta_1 = \tan^{-1}(c_{1m} (u_1 - c_{1u})^{-1}) \quad e \quad (4)$$

$$\beta_{1,B} = \beta_1 + i \quad (5)$$

onde  $i$  é o ângulo de incidência na entrada do impelidor.

De forma semelhante, obtêm-se as velocidades tangencial  $u_2$ , a componente meridional da velocidade absoluta  $c_{2m}$  e a componente tangencial da velocidade absoluta  $c_{2u}$ , na saída do impelidor:

$$u_2 = 0,5\omega D_2, \quad c_{2m} = V(\pi D_2 b_2 \eta_{flow})^{-1} \quad e \quad c_{2u} = c_{2u,inf} k_z \quad (6)$$

onde  $D_2$  é o diâmetro de saída no impelidor,  $b_2$  é a altura do impelidor no diâmetro  $D_2$ ,  $k_z$  é o fator de escorregamento,  $\psi$  um coeficiente empírico dado por Ovsyannikov e Celifonov (1996) e  $c_{2u.inf}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta considerando-se o número de pás  $z_K$  infinito. Os valores de  $k_z$ ,  $\Psi$  e  $c_{2u.inf}$  são dados por:

$$k_z = \left( 1 + 2\Psi \left[ z_K \left( 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right) \right] \right)^{-1}, \quad \psi = \left( \frac{c_{2m}}{u_2} \right)^{\frac{1}{6}} (1 + \sin \beta_{2,B}) \quad e \quad (7)$$

$$c_{2u.inf} = u_2 - c_{2m} (\tan \beta_{2,B})^{-1}. \quad (8)$$

### 3. MODELO DAS PRINCIPAIS PERDAS

Assim como em qualquer máquina de fluxo, numa bomba centrífuga observa-se uma conversão de energia acompanhada de perdas. Torna-se então imprescindível o estudo da natureza e da magnitude dessas perdas, de forma a minimizar seus aspectos indesejáveis e melhorar o desempenho da bomba.

Com a identificação das perdas e principalmente dos processos através dos quais elas aparecem e afetam o desempenho da bomba, tornam-se possíveis as alterações na sua modelação real. Com isso, pode-se conhecer antecipadamente o funcionamento da bomba e, desta forma, avaliá-la melhor.

Neste trabalho as perdas consideradas são: perdas hidráulicas, perdas por fuga do fluido, perda por fricção do rotor e perdas mecânicas. Não são consideradas separadamente as perdas de topo, embora tenham influência significativa no desempenho de bombas.

#### 3.1 Perda hidráulica

A perda hidráulica de uma bomba centrífuga decompõe-se em perda hidráulica no alimentador ( $L_{in}$ ), no indutor ( $L_s$ ), no impelidor ( $L_K$ ), no coletor ( $L_C$ ) e no difusor cônico ( $L_{KD}$ ).

$$L_{hidr} = L_{in} + L_s + L_K + L_C + L_{KD}, \quad \text{com} \quad L_{in} = 0,5\zeta_{in} c_{1z}^2 \quad (9)$$

onde  $c_{1z}$  é a velocidade axial e  $\zeta_{in}$  é o coeficiente de perda no alimentador.

A perda de energia no indutor  $L_s$  é dada pela diferença entre a capacidade de carga teórica do indutor  $H_{T,s}$  e a capacidade de carga real  $H_s$ :

$$L_s = H_{T,s} - H_s. \quad (10)$$

O valor de  $H_{T,s}$  é encontrado a partir da equação de Euler (para  $c_{1u} = 0$ ):

$$H_{T,s} = c_{2u.ave} u_{ave} \quad (11)$$

onde  $u_{ave}$  é a velocidade tangencial no diâmetro médio e  $c_{2u.ave}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta no diâmetro médio. Considerando-se que:

$$H_s = \eta_{hidr.s} c_{2u.ave} u_{ave} \quad \text{tem-se} \quad L_s = (1 - \eta_{hidr.s}) c_{2u.ave} u_{ave} \quad (12)$$

onde  $\eta_{\text{hidr.s}}$  é o rendimento hidráulico do indutor.

A perda de energia no impelidor  $L_K$  é proporcional ao quadrado da velocidade relativa na entrada do impelidor:

$$L_K = 0,5\zeta_K w_1^2 \quad (14)$$

onde  $\zeta_K$  é o coeficiente de perda de energia no impelidor e  $w_1$  é a velocidade relativa na entrada do impelidor determinada pelo triângulo de velocidades:

$$w_1^2 = c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2. \quad (15)$$

O coeficiente de perda  $\zeta_K$  diminui com a redução da quantidade de energia transmitida ao líquido pelo indutor. A utilização do indutor em conjunto com o impelidor assegura uma pré-rotação do fluido na entrada do anel centrífugo. Isto leva a uma redução da perda de energia no impelidor.

A perda no coletor  $L_C$ , posicionado logo após o impelidor, é dada por

$$L_C = 0,5\zeta_C c_{2u}^2 \quad (16)$$

onde  $\zeta_C$  é o coeficiente de perda no coletor e  $c_{2u}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta na saída do impelidor.

A perda no difusor cônico  $L_{KD}$  é determinada por:

$$L_{KD} = 0,5\zeta_{KD} c_g^2 \quad (17)$$

onde  $c_g$  é a velocidade absoluta na entrada do difusor cônico.

O coeficiente de perda  $\zeta_{KD}$  depende da correlação de áreas de saída,  $F_{\text{out}}$ , e da garganta,  $F_g$ , do difusor e do ângulo equivalente  $\alpha_{\text{eq}}$  do difusor, conforme a equação abaixo:

$$\zeta_{KD} = 1,15 \text{tg} \alpha_{\text{eq}} \sqrt[3]{F_{\text{out}} F_g^{-1} - 1}. \quad (18)$$

Conhecendo-se todas as parcelas que constituem a perda hidráulica total, podem-se calcular a capacidade de carga teórica  $H_T$  da bomba e o rendimento hidráulico,  $\eta_{\text{hidr}}$ , que caracteriza as qualidades do escoamento que atravessa a bomba, por:

$$H_T = H + L_{\text{hidr}} \quad \text{e} \quad \eta_{\text{hidr}} = \frac{H}{H_T} = \frac{H}{H + L_{\text{hidr}}}. \quad (19)$$

### 3.2 Perda por fuga

Perda por fuga ou vazamento é aquela devida à passagem de fluido por pequenas folgas existentes entre o impelidor e a carcaça da bomba. Devido à quantidade de vazamento  $V_{\text{seal}}$ , a vazão que atravessa o impelidor ( $V + V_{\text{seal}}$ ) é maior que a vazão da bomba ( $V$ ). A razão entre a vazão da bomba e a vazão do impelidor denomina-se rendimento volumétrico:

$$\eta_{\text{flow}} = V(V + V_{\text{seal}})^{-1}. \quad (20)$$

O sistema de vedação separa duas cavidades: uma de alta pressão e outra de baixa pressão, na região do impelidor. O vazamento depende da área da seção transversal, da geometria da folga e da diferença de pressão no anel de vedação. Segundo Pfeleiderer (1948), a vazão através da folga é determinada pela equação

$$V_{\text{seal}} = \mu f_{\text{seal}} \sqrt{2\rho^{-1}(p_{\text{seal}} - p_{\text{imp}})} \quad (21)$$

onde  $\mu$  é o coeficiente de vazão,  $f_{\text{seal}}$  é a seção de passagem do anel de vedação,  $p_{\text{seal}}$  é a pressão na frente do anel de vedação,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $p_{\text{imp}}$  é a pressão de entrada no impelidor. O coeficiente de vazão  $\mu$  é determinado pela magnitude da resistência hidráulica do anel de vedação. Quanto maior essa resistência, mantida constante a diferença de pressão, menor o fluxo que atravessa o anel de vedação. Esse coeficiente pode ser calculado, segundo Ovsyannikov e Borovskiy (1973), por

$$\mu = \left( \frac{\lambda l_{\text{seal}}}{\delta_{\text{seal}}} + 1,5 \right)^{-0,5} \quad (22)$$

onde  $\lambda$  é o coeficiente de fricção,  $l_{\text{seal}}$  é o comprimento do anel de vedação e  $\delta_{\text{seal}}$  é a folga radial do anel de vedação.

### 3.3 Perda por fricção do rotor

Trata-se da energia consumida para movimentar o impelidor. Este tipo de perda ocorre devido a dois fatores: a fricção real do fluido sobre o rotor, que é relativamente menor, e a ação de bombeamento do fluido em contato com o rotor, pelo qual o fluido é movimentado localmente pela ação de forças centrífugas, de acordo com Huzel e Huang (1992). A energia perdida devido à fricção do rotor transforma-se em calor e pode aumentar apreciavelmente a temperatura do fluido. A potência de fricção do rotor é determinada pela equação

$$N_{\text{disk}} = 2C_{\text{disk}} \rho (0,5D_2)^5 \omega^3. \quad (23)$$

O coeficiente de fricção  $C_{\text{disk}}$  é determinado em função do número de Reynolds. Para rotores lisos, obtém-se, para  $Re > 10^5$ :

$$C_{\text{disk}} = 0,039(Re)^{-0,2}. \quad (24)$$

Determina-se o rendimento do rotor pela equação

$$\eta_{\text{disk}} = 1 - N_{\text{disk}} (\rho(V + V_{\text{seal}})H_T + N_{\text{disk}})^{-1}. \quad (25)$$

### 3.4 Perda mecânica

As perdas por fricção nas vedações, segundo Stepanoff (1948), são afetadas por inúmeros fatores, como por exemplo, tamanho e profundidade da vedação, rotação da bomba, pressão e métodos de empacotamento e lubrificação. Assim, dados de literatura seriam válidos somente para um certo tipo de vedação e aplicação. Com relação aos rolamentos, ainda que suas di-

mensões estejam padronizadas, as perdas por fricção variam para um mesmo tamanho e carga de operação, de acordo com os diferentes modos de fabricação. Da mesma forma, o método de lubrificação afeta as perdas nos rolamentos.

A experiência tem mostrado que o rendimento mecânico  $\eta_{mec}$  de uma bomba de alta rotação pode atingir valores entre 0,95 e 0,97 no ponto de projeto. Neste trabalho as perdas mecânicas foram consideradas constantes e, em consequência,  $\eta_{mec}$  foi fixado em 0,95.

#### 4. VERIFICAÇÃO DA VALIDADE DO MODELO USANDO DADOS DA TURBO-BOMBA DO MOTOR RD-109

O modelo de perdas foi utilizado tanto no dimensionamento da bomba como na simulação de seu desempenho no ponto de projeto e fora dele. No que se segue é descrito como se desenvolveu o projeto da bomba e como seu funcionamento foi simulado a partir do modelo de perdas adotado.

##### 4.1 Projeto de bombas utilizando a metodologia desenvolvida

A Tabela 1 mostra os dados iniciais relativos à bomba de oxidante do motor RD-109, para os cálculos da bomba centrífuga usados neste trabalho.

**Tabela 1** - Dados iniciais para o cálculo da bomba de oxidante

Dados iniciais	símbolo	valor	unidade
Vazão de massa	$m_p$	11,83	kg/s
Pressão requerida na saída da bomba	$p_{out}$	$6,57 \cdot 10^6$	Pa
Pressão mínima na entrada da bomba	$p_{in}$	$0,29 \cdot 10^6$	Pa
Temperatura máxima na entrada da bomba	$T_{in}$	90	K
Pressão de vapor	$p_s$	$0,13 \cdot 10^6$	Pa
Densidade	$\rho$	1140	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade	$\nu$	$1,66 \cdot 10^{-7}$	m <sup>2</sup> /s
Potência consumida pela bomba (oxidante)	$N_o$	$102,9 \cdot 10^3$	W
Potência consumida pela bomba (combustível)	$N_f$	$109,62 \cdot 10^3$	W
Tensão de torção admissível do eixo	$\tau$	$1,0 \cdot 10^8$	Pa
Ângulo de saída do impelidor	$\beta$	8°	
Ângulo de incidência do impelidor	$\iota$	0,7°	

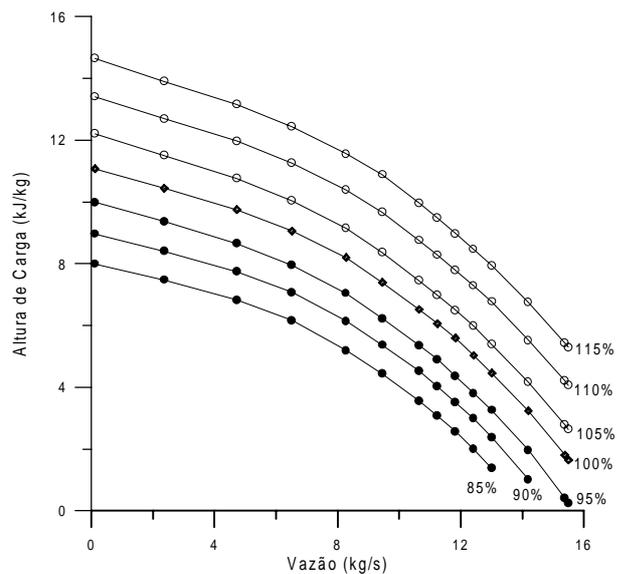
A partir destes dados e obedecendo algumas restrições de projeto, tais como qualidade anti-cavitacional e tensão de torção admissível do eixo, obtém-se a velocidade angular, o rendimento, a potência consumida e as principais dimensões da bomba centrífuga. Os detalhes do projeto podem ser obtidos em Tamashiro (1999).

Utilizando-se os modelos de perdas indicados, foi montada uma seqüência de cálculos utilizando-se o software *Mathcad*. Os dados de entrada são a geometria da bomba, a vazão requerida e a rotação. Como resultado, obtém-se a capacidade de carga H, as perdas e o rendimento. O programa utilizado faz variar automaticamente a vazão e a rotação, obtendo-se os dados necessários para a construção das curvas ilustradas nas Figuras 1 e 2, também obtidas automaticamente. Os valores que definem a geometria da bomba, a velocidade de rotação, o rendimento e a potência consumida estão listados na Tabela 2, bem como os respectivos valores para a bomba de oxidante do motor RD-109 e a variação percentual obtida entre essas medidas. Os resultados obtidos poderiam ser mais próximos dos valores da bomba do RD-109,

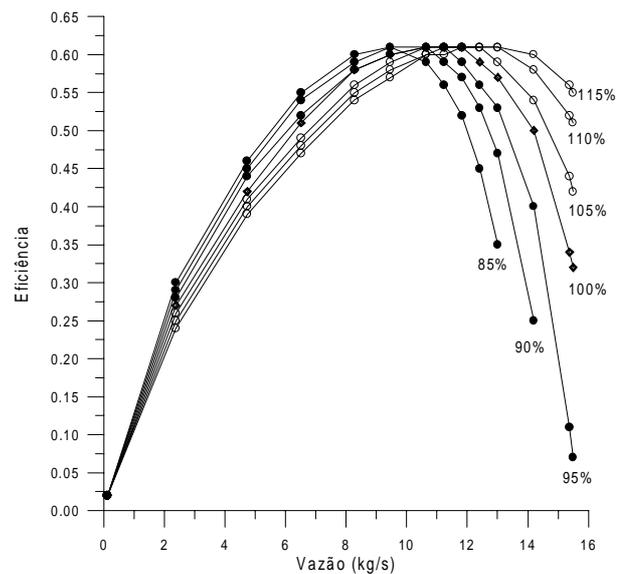
uma vez que alguns dados de projeto poderiam ter sido alterados. Neste trabalho optou-se por adotar valores médios. Utilizando-se a seqüência de cálculos pode-se ainda calcular as perdas e, em conseqüência, o desempenho da bomba fora do ponto de projeto. Então, definida a geometria e fixada uma velocidade de rotação, faz-se variar a vazão de massa para a obtenção das características da bomba analisada.

**Tabela 2** - Valores calculados comparados com os valores da bomba do motor RD-109

Parâmetros analisados	símbolo	calculado	RD-109	%
Velocidade de rotação (rpm)	$n_{RPM}$	36544	33800	8
Diâmetro do cubo ( $10^{-3}$ m)	$d_{hub}$	18,25	18,59	2
Diâmetro externo do indutor ( $10^{-3}$ m)	$D_s$	40,74	41,50	2
Diâmetro na entrada do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D_1$	33,00	36,40	9
Diâmetro de entrada no impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D_0$	40,74	44,85	9
Altura inicial da pá do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$b_1$	16,75	18,35	9
Diâmetro externo na entrada do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D'_1$	49,70	50,57	2
Altura final da pá do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$b_2$	4,59	5,38	15
Diâmetro na saída do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D_2$	73,93	80,50	8
Rendimento da bomba de oxidante	$\eta$	0,61	0,58	5
Potência consumida ( $10^3$ W)	$N_o$	115,4	121,6	5



**Figura 1** - Comportamento da capacidade de carga em função da vazão de oxidante



**Figura 2** - Comportamento do rendimento da bomba em função da vazão de oxidante

Levando-se em conta que a bomba será acionada por uma turbina, também em fase de projeto, e para que possa haver compatibilidade de rotação entre a bomba e a turbina, procurou-se simular o funcionamento da bomba entre 85% e 115% da sua rotação nominal. Os resultados dos cálculos estão mostrados nas Figuras 1 e 2, para valores de rotação variando entre 85% e 115%, como indicado nas curvas.

## 5. CONCLUSÕES

O modelo de perdas considerou os principais fatores que influenciam o desempenho de

uma bomba centrífuga. Tendo sido construído levando-se em conta dados experimentais, é de se esperar que os resultados obtidos neste trabalho sejam qualitativa e quantitativamente coerentes. A Tabela 2 indica essa qualidade, uma vez que, tanto a geometria básica da bomba como suas características principais de desempenho, são muito próximas das de uma bomba equivalente, já projetada, fabricada e ensaiada, como a do motor RD-109. Fora do ponto de projeto, o modelo prevê corretamente o comportamento da bomba, uma vez que as curvas de desempenho têm as formas usuais, que também podem ser obtidas utilizando-se as relações de similaridade, conforme pode ser visto em Tamashiro (1999). Embora não tenha sido possível a obtenção de dados experimentais da bomba operando fora do ponto de projeto, para fins de comparação, pode-se esperar que o desempenho calculado esteja bem próximo do real, uma vez que o modelo de perdas foi calibrado para esses tipos de aplicações. A pesquisa será continuada no sentido de se calcular o escoamento no interior dos canais para se assegurar que o escoamento seja coerente com o modelo adotado.

Existem diversos procedimentos para o dimensionamento de uma bomba. Este trabalho apresentou um deles. Tem a característica especial de definir a geometria básica de uma bomba similar a uma bomba existente, o mesmo acontecendo com seu desempenho. Desta forma, sua utilização pode resultar no projeto de uma bomba cujo desempenho requerido possa ser alcançado após pouco desenvolvimento em bancos de ensaios.

## 6. REFERÊNCIAS

- Huzel, Dieter K., Huang, David H., 1992, “Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engine”, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington DC, 431p.
- Ovsiannikov, B. V., Borovskiy, B. I., 1973, “Theory and Calculation of Feed Units of Liquid Propellant Rocket Engines”, Foreign Technology Division, Ohio, 485p.
- Ovsiannikov, B. V., Celifonov, B. C., 1996, “Theory and Calculation of Screw Centrifugal Pumps”, Moscow Aviation Institute, Moscow, 71p.
- Pfeleiderer, C., Petermann Hartwig, 1979, “Máquinas de Fluxo”, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 454p.
- Stepanoff, Alexey J., 1948, “Centrifugal and Axial Flow Pumps”, John Wiley & Sons, Nova York, 428p.
- Tamashiro, R.Y., 1999, “Simulação Numérica de Bomba Centrífuga para Aplicação em Motor-Foguete a Propelente Líquido”, Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, S.P., 127p.