



V CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
V NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 22 de agosto de 2008 – Salvador – Bahia - Brasil
August 18 – 21, 2008 - Salvador – Bahia – Brazil

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL AO LONGO DE UMA VÁLVULA DE ALÍVIO DE PRESSÃO

A. J. Ortega, arturo@simdut.com.br
L. F. G. Pires, lpres@simdut.com.br
A. O. Nieckele, nieckele@puc-rio.br

SIMDUT, Núcleo de Simulação Termohidráulica de Dutos
Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro
Rua Marquês de São Vicente, 225 – Gávea, 22453-900, Rio de Janeiro - RJ – Brasil

Resumo: *Dos vários modais de transporte de fluidos, tanto líquidos como gasosos, os dutos se destacam pelo baixo custo e pela segurança operacional. Dentre os itens cruciais no projeto de uma linha de transporte para operar com segurança encontram-se as válvulas de alívio, sendo o coeficiente de descarga essencial para a seleção destas. Este coeficiente depende das características do escoamento: separação, acumulação e recirculação, as quais dependem do projeto da válvula e dos valores das condições de contorno impostas. Dessa maneira, no presente trabalho, uma predição numérica do escoamento ao longo de uma válvula de alívio de pressão é realizada, utilizando um modelo estático, sendo o escoamento considerado axi-simétrico. O escoamento turbulento e incompressível foi modelado através dos modelos κ - ϵ e κ - ω SST. A distribuição da pressão e a força resultante no disco da válvula são comparadas com dados experimentais e numéricos disponíveis na literatura, apresentando concordância razoável. O coeficiente de descarga é determinado como uma função de diferentes aberturas da válvula.*

Palavras-chave: *coeficiente de descarga, válvula de alívio, turbulência, escoamento incompressível*

1. INTRODUÇÃO

As válvulas de alívio são os dispositivos mais utilizados para o alívio da pressão em tubulações. Tradicionalmente, as válvulas de alívio projetadas para escoamentos de vapor e gases são referidas como *safety valves (PSV)*, enquanto aquelas utilizadas em aplicações com líquidos são chamadas de *relief valves (PRV)*. Já aquelas projetadas para serem utilizadas com ambos fluidos, compressíveis e incompressíveis, são referidas como *safety relief valves*. Certas normas, como a API RP 520 (2000), apresentam uma terminologia que estabelece algumas diferenças segundo o tipo de abertura da válvula: repentina e total ou proporcional ao aumento da pressão. Nesta última categoria encontram-se as válvulas de alívio de mola, as quais são projetadas para se abrirem automaticamente, sem outra assistência de energia do que a do próprio escoamento, descarregando fluido para evitar que se exceda uma pressão predeterminada. Estas válvulas são projetadas para voltar a fechar-se, depois de ter-se restabelecido as condições normais de pressão, evitando fluxo de alívio adicional.

Devido a sua importância, diversos trabalhos podem ser encontrados na literatura sobre válvulas de alívio. Catalani (1984) realizou uma análise da estabilidade dinâmica de uma válvula de alívio, identificando os efeitos de seus componentes na estabilidade da mesma.

Um fenômeno indesejado durante a operação de válvulas de alívio consiste em uma violenta oscilação do disco (*chatter*). MacLeod (1985) modelou com equações diferenciais a dinâmica da válvula, e identificou condições necessárias para evitar estas vibrações, concluindo que a estabilidade dinâmica numa válvula de alívio depende da pressão, do sistema de dutos e das características do escoamento.

O comportamento quase-estável da vazão numa válvula de retenção foi analisado por Bicen et al. (1985) usando um anemômetro laser Doppler, onde compararam diferentes perfis de velocidades durante testes estáticos e dinâmicos num modelo deste tipo de válvula. Francis (1994) também argumentou que a vazão nas válvulas de alívio pode ser considerada quase-estática, a partir de medições das linhas de correntes e dos componentes da velocidade do ar.

Vu et al. (1994) analisaram numericamente um acidente com uma válvula de alívio, com um fluxo de oxigênio. A análise identificou padrões de escoamento que poderiam levar à expansão e eventual erosão do equipamento. Foi utilizado um modelo tridimensional, com o esquema de interpolação *upwind*. Os resultados indicaram formações de recirculações nas regiões próximas à zona da abertura da válvula, o que levou à erosão do equipamento.

Francis e Betts (1997) utilizaram a técnica de elementos finitos para analisar o escoamento incompressível, bi-dimensional e axi-simétrico ao longo de uma válvula de alívio. Comparações foram feitas utilizando resultados experimentais obtidas mediante a técnica de óleo com negro de fumo.

Uma análise do escoamento laminar de óleo através de uma válvula de alívio em um motor de combustão interna foi realizada por Mokhtarzadeh-Dehghan et al. (1997) utilizando a técnica dos elementos finitos, visando obter as características da válvula em condições estáveis. As distribuições do campo de velocidade e pressão através da válvula e a magnitude da força da pressão de alívio no pistão foram obtidas mantendo a pressão constante na entrada da válvula para vários níveis de altura do pistão.

Francis e Betts (1998) determinaram a pressão de descarga limite permissível, de forma a não afetar a capacidade de descarga da válvula, assim com o limite crítico no qual a válvula torna-se instável. A pressão de descarga limite foi identificada com as características operacional normais da válvula. Identificou-se ainda uma pressão de descarga crítica a partir da formação de ondas de choque. A eficiência da compensação foi analisada com relação à pressão de alívio e à capacidade de descarga da válvula.

A dinâmica de uma válvula de alívio, diretamente operada, foi estudada por Dasgupta e Karmakar (2001) utilizando a técnica de simulação *bondgraph*. Importantes parâmetros de resposta da válvula foram identificados, os quais podem ser modificados para melhorar a representação das características dinâmicas da válvula.

Um estudo do escoamento bifásico presente em válvulas de alívio foi realizado por Boccardi et al (2004). O trabalho mostra dados experimentais produzidos num sistema vapor/água *flashing* através de uma válvula real com diferentes valores dos parâmetros operacionais. As medidas foram comparadas com as simulações realizadas utilizando o modelo de equilíbrio homogêneo. Uma nova correlação para o coeficiente de descarga como uma função dos parâmetros de operação foi proposta.

O objetivo do presente trabalho consiste em determinar o coeficiente de descarga de uma válvula de alívio de mola em função de diferentes aberturas da mesma, considerando-se um modelo bi-dimensional, axi-simétrico, estático. Dois modelos de turbulência foram considerados: o modelo tradicional $\kappa\text{-}\epsilon$ e o modelo $\kappa\text{-}\omega$ SST. A distribuição da pressão e a força resultante no disco da válvula são comparadas com dados experimentais e numéricos disponíveis na literatura, encorajando a realização de futuros trabalhos. Analisam-se as “características do escoamento” dentro da válvula, identificando as regiões de separação do escoamento, acumulação e recirculações, e as relações que existem entre os detalhes do escoamento e o coeficiente de descarga.

2. MODELAGEM

A Figura (1) ilustra uma válvula de alívio de mola do tipo comercial, juntamente com um esquema da mesma. Esta válvula foi analisada numérica e experimentalmente por Francis e Betts (1997), tendo sido selecionada para a presente análise.

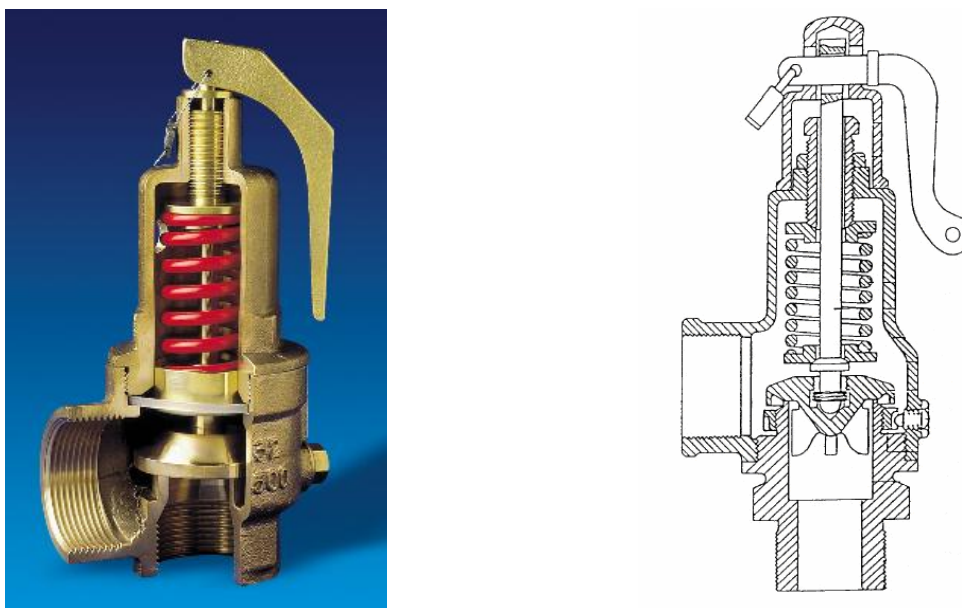


Figura 1 – Válvula de alívio de mola do tipo comercial simulada, Francis e Betts (1997).

Visando comparar os resultados da simulação com os dados de Francis e Betts (1997), simplificou-se a geometria da mesma, como ilustrado na Fig. (2), a qual apresenta um diagrama da disposição do disco, pistão e eixo, para um levantamento (*lift*) arbitrário da válvula de alívio. Parte do fluido que entra na válvula através do bocal, escoam em direção à área entre o assento e o disco, entrando na bacia do casco e contornando o casco em direção da saída. Outra porção do fluido escoam para cima, contornando o disco, em direção ao espaço entre o disco e o pistão, o qual é selado por um diafragma adjacente ao pistão. A posição do disco é definida pelo balanço de forças produzido pela compressão da mola e pela pressão atuando sobre a superfície do disco. Logo, o aumento de pressão do sistema produz a elevação do disco e uma vazão de alívio pela válvula. Esta vazão tende a reduzir ou a estabilizar a pressão do sistema.

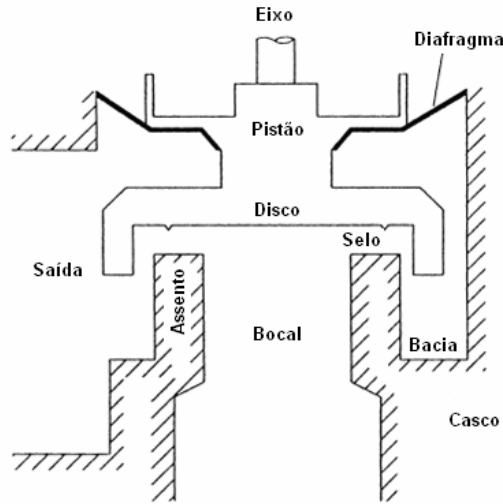


Figura 2 - Esquema bidimensional da válvula de alívio simulada.

2.1. Coeficiente de descarga

O coeficiente de descarga é o parâmetro característico de todo tipo de válvula, incluindo as válvulas de alívio. Este coeficiente é obtido experimentalmente para diferentes posições de abertura da válvula, após atingir o regime permanente. O coeficiente de descarga é definido como a razão entre as medidas reais de diferentes vazões de descarga em relação àquelas calculadas teoricamente considerando um escoamento unidimensional ideal nas mesmas condições.

As equações de Bernoulli e conservação de massa para fluidos incompressíveis são:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \quad ; \quad V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (1)$$

onde P é a pressão, ρ é o massa específica do fluido, V é a velocidade e A é a área transversal de escoamento, sendo os subscritos 1 e 2 referentes a entrada e saída da válvula. Logo, a vazão em massa para um fluido ideal e real podem ser escritas como:

$$\dot{m}_{ideal} = \frac{\rho A_2}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad ; \quad \dot{m} = \frac{C_v C_c A_2}{\sqrt{1 - (C_c A_2 / A_1)^2}} \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)} \quad (2)$$

onde C_v e C_c são coeficientes de correção associados com as perdas viscosas e contração da área de escoamento (*vena-contracta*). Estes dois coeficientes podem ser englobados pelo coeficiente de descarga C_d .

Uma expressão conveniente para o coeficiente de descarga é mostrada na Eq. (3):

$$C_d = \frac{\dot{m}}{A \sqrt{2 \rho \Delta P}} \quad (3)$$

onde A é área do bocal de entrada e ΔP é a diferença entre a pressão na entrada da válvula (pressão de operação do equipamento sendo protegido) e a pressão na descarga da mesma.

O coeficiente de descarga depende das características do escoamento, variando em função do levantamento do disco (*lift*). Os *lifts* são originados pela variação da pressão entre a entrada e a saída da válvula de alívio, dessa maneira determinando a “característica do escoamento”. O coeficiente de descarga C_d é, portanto, função do *lift* adimensional L/D , onde L é abertura da válvula (levantamento do disco) e D é o diâmetro do bocal. Tipicamente o *lift* adimensional encontra-se dentro da faixa de operação normal de 0,20 e 0,25.

2.2. Força resultante no disco

Numa válvula aliviando para a atmosfera, as forças nas partes móveis (disco, pistão e eixo), desprezando as forças de inércia, são:

- F_f : Força devida à distribuição de pressão na superfície molhada das partes móveis.
- F_m : Peso das partes móveis devido à gravidade.
- F_x : Força devida à compressão da mola.
- F_w : Peso da mola devida à gravidade.
- F_a : Força devida à pressão atmosférica atuando na superfície superior do pistão.

Depois do disparo da válvula de alívio (instante quando a pressão de operação supera à pressão de *set point*), enquanto a válvula está aliviando, o movimento do disco é quase estático. Portanto, durante o transiente originado pelo disparo da válvula (Bicen et al, 1985 e Francis, 1994), a vazão (assim como a força devido à distribuição de pressão no disco) pode ser considerada estável. Segundo Francis e Betts (1997) esforços no diafragma junto ao pistão não oferecem contribuição significativa nas forças encontradas em operações normais das válvulas. Dessa forma um balanço de forças nas partes móveis de uma válvula de alívio pode ser expresso segundo a Eq. (4):

$$F_f = F_x + F_a + F_w + F_m \quad (4)$$

A maior contribuição para a força do fluido, F_f , é aquela devido à distribuição de pressão na parte inferior do disco. A pressão de descarga atua tanto em cima do disco como na parte inferior do pistão. A finalidade do pistão é balancear a pressão de descarga na parte superior do disco. Esta função somente ocorre parcialmente, pois o tamanho do pistão é menor do que o do disco.

2.3. Modelo Computacional

Para determinar o coeficiente de descarga, Eq. (3) é preciso conhecer a relação entre as pressões na entrada e saída da válvula e a posição do disco. Para alcançar este objetivo, optou-se por determinar numericamente esta relação, para diferentes posições estáticas do disco (*lift*). Considerou-se o ar como fluido de trabalho, sendo que a compressibilidade do mesmo foi desprezada. Adicionalmente, visando simplificar o modelo, considerou-se o escoamento como bidimensional axi-simétrico, como ilustrado na Fig. (3).

A entrada do bocal foi estendida de forma a obter-se uma entrada plana, omitindo os efeitos da conexão em forma de rosca da válvula para o equipamento a ser protegido. O selo foi modelado de forma aproximada, devido à falta de dados disponível na referência. Apesar do selo possuir uma pequena superfície plana na ponta, que poderia sofrer deformação sobre a influência do escoamento, utilizou-se uma seção triangular.

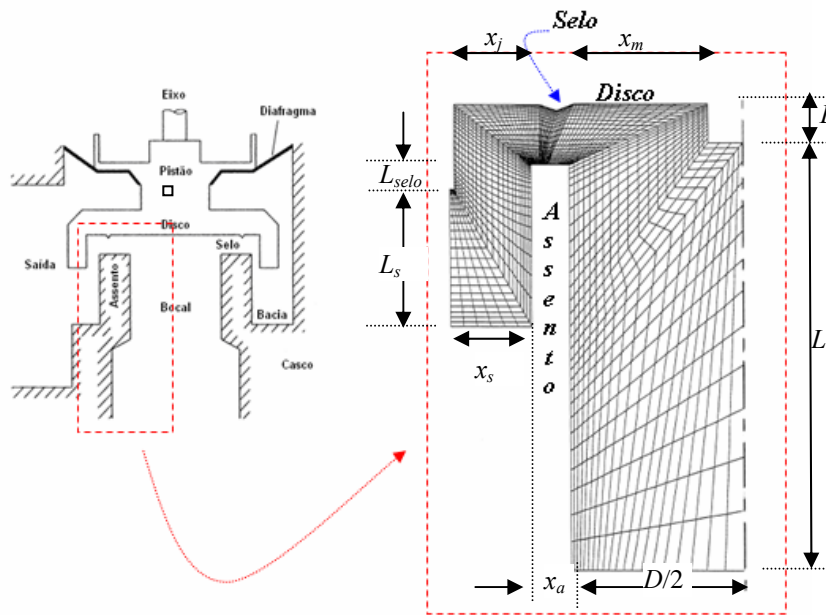


Figura 3 – Configuração axi-simétrica da válvula de alívio simulada.

Para determinar o campo de velocidade e pressão, no regime turbulento, resolveu-se, com o *software* FLUENT 6.3.26 (2006), as equações de conservação de massa e quantidade de movimento linear, baseadas na média no tempo de Reynolds, juntamente com um modelo de turbulência:

$$\text{div}(\vec{V}) = 0 \quad ; \quad \text{div}(\rho \vec{V} \vec{V}) = \text{grad} P + \text{div}[(\mu + \mu_t) \text{grad} \vec{V} + (\text{grad} \vec{V})^T] \quad (5)$$

onde ρ é a massa específica, μ e μ_t são a viscosidade molecular e turbulenta, P é a pressão e \vec{V} é o vetor velocidade. Dois modelos de turbulência foram considerados: o modelo tradicional κ - ϵ (Lauder e Spalding, 1974), e o modelo κ - ω SST (Menter et al., 2003). Os modelos são apresentados em detalhes em FLUENT 6.3.26 (2006). A viscosidade turbulenta do modelo κ - ϵ é:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (6)$$

onde $C_\mu=0,09$ é uma constante empírica, κ é a energia cinética turbulenta e ε sua taxa de dissipação. Este modelo requer a solução de duas equações de conservação para κ e ε . Adicionalmente, é necessário utilizar uma lei de parede nas regiões próximas às superfícies sólidas. Já a viscosidade turbulenta do modelo $\kappa-\omega$ SST foi desenvolvida para combinar o modelo robusto e preciso $\kappa-\omega$ padrão de Wilcox (1998) na região da parede como o modelo $\kappa-\varepsilon$ para a região longe da parede, sendo é definida como:

$$\mu_t = \rho \frac{\kappa}{\omega \xi} \quad (7)$$

onde κ é a energia cinética turbulenta, ω é a dissipação específica, e ξ é um termo que mistura os modelos. Este modelo requer a solução de uma equação para κ e outra para ω .

Nas condições de contorno, considerou-se não deslizamento nas superfícies sólidas. Uma pressão constante foi prescrita na entrada do bocal da válvula, aliviando para a atmosfera. A intensidade da turbulência na entrada da válvula foi estimada em 10% com escala característica igual a 50% do diâmetro do bocal. Na saída foi considerada uma intensidade turbulenta de refluxo igual a 1%, com escala característica igual a 10% do comprimento da saída.

A Figura (3) ilustra a malha utilizada, a qual foi concentrada na região entre o assento e disco. O método *SIMPLE* (Patankar, 1980) foi usado para resolver o acoplamento pressão-velocidade. Na discretização das equações foi utilizado o esquema de interpolação *Power law* (Patankar, 1980) e para a pressão foi utilizado um esquema de segunda ordem.

3. ANÁLISES DOS RESULTADOS

As dimensões da válvula de alívio analisada foram definidas baseadas no trabalho de Francis e Betts (1997). O diâmetro do bocal D , Fig. (3), foi fixado em 40 mm, porém as outras dimensões referentes ao assento, bacia, selo, etc, foram estimadas de acordo com as figuras apresentadas no trabalho de Francis e Betts (1997). As dimensões utilizadas neste trabalho foram: $L_{selo}=10$ mm, $L_s=10$ mm, $L_b=45$ mm, $x_a=4$ mm, $x_s=10$ mm, $x_j=15$ mm, $x_m=11$ mm. Cinco posições diferentes do disco foram consideradas, visando analisar a total abertura da válvula. Os afastamentos (*lift*) adimensionais L/D estudados foram: 0,02; 0,06; 0,10; 0,16 e 0,32. Considerou-se o ar como incompressível, com massa específica de $1,284$ kg/m³ e viscosidade dinâmica de $1,802 \times 10^{-5}$ kg/(m s). A pressão manométrica na entrada da válvula foi considerada igual a 13.800 Pa. Como mencionado, a pressão na saída da válvula foi fixada como sendo igual a pressão atmosférica ($P_{atm}=101,325$ kPa).

A Figura (4) ilustra as linhas de corrente no interior da válvula a medida que o afastamento (*lift*) cresce. Para L/D igual a 0,02, Fig. (4a), devido à grande aproximação do selo como o assento, pode-se observar uma grande acumulação de escoamento a montante do pico do selo com duas pequenas recirculações a jusante do mesmo, e uma grande recirculação na zona da bacia, que praticamente a cobre totalmente. Para o caso de L/D igual a 0,06, Fig. (4b), observa-se novamente uma separação do escoamento no assento e uma grande acumulação a montante do pico do selo e um deslocamento do centro da recirculação na zona da bacia. A medida que o disco sobe, observa-se o surgimento de uma pequena recirculação localizada na quina superior esquerda, a qual cresce de tamanho para maiores *lifts*. Para L/D igual a 0,16, Fig. (4d), pode-se observar que a separação do escoamento ocorre logo na entrada do assento com acumulação em ambos os lados do pico do selo. Observa-se ainda o fluxo de escoamento através da válvula, na direção da saída entre as duas recirculações. Testes experimentais realizados por Francis e Betts (1997) utilizando a técnica óleo com negro de fumo mostraram comportamento similar de separação e acumulação do escoamento como previsto nas simulações.

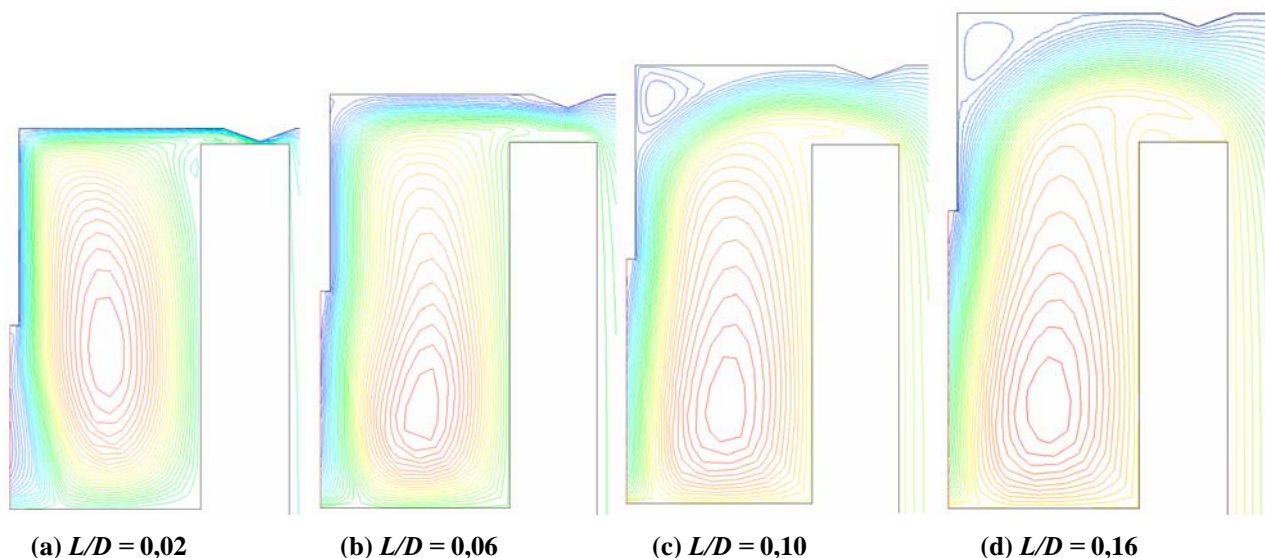


Figura 4 – Linhas de corrente para diferentes *lift* do disco.

A Figura (5) apresenta as linhas de corrente para o caso correspondente ao maior afastamento ($L/D = 0,32$). Nota-se o descolamento do escoamento na extremidade direita do assento, com a formação de uma pequena recirculação sobre o mesmo. A recirculação na zona da bacia mantém-se na parte inferior da mesma, entretanto a recirculação no canto superior esquerdo cresce. Observa-se ainda acumulação perto do selo. O fluxo de massa na saída da válvula cresce substancialmente, como pode ser observado pelo crescimento da região das linhas de corrente direcionadas para a saída.

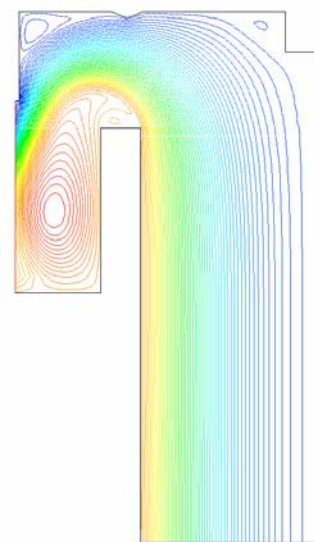


Figura 5 – Linhas de corrente para $L/D = 0,32$.

A distribuição da pressão embaixo do disco para L/D igual a 0,32 é apresentada na Fig. (6). Os resultados obtidos com os dois modelos de turbulência $\kappa-\epsilon$ e $\kappa-\omega$ SST são apresentados, juntamente com os dados experimentais e numéricos de Francis e Betts (1997). Pode-se observar uma boa concordância entre os resultados obtidos com os dois modelos e os dados da literatura para a região do disco próximo ao centro da válvula, antes do início do selo. Depois do selo, o modelo $\kappa-\epsilon$ originou uma queda de pressão muito maior do que a apresentada na referência. Por outro lado, os resultados obtidos com o $\kappa-\omega$ SST foram bem superiores, apresentando o mesmo comportamento que os dados experimentais, apesar de ainda subestimando os valores da pressão no disco após o selo. Note que para este caso, a previsão numérica de Francis e Betts (1997) é um pouco melhor que a presente, porém superestima os valores de pressão.

Buscando avaliar a influência dos diferentes parâmetros do modelo computacional nos resultados da simulação, diversos testes foram efetuados com o modelo $\kappa-\epsilon$. Num deles, a malha foi refinada, aproximadamente 200%, nas fronteiras próximas ao assento do disco, procurando determinar se a solução realmente podia ser considerada como independente da malha. Devido às pequenas diferenças encontradas, confirmou-se a malha utilizada como satisfatória. Investigou-se também, a escolha do esquema de interpolação das equações de discretização ao empregar o esquema de segunda ordem *Quick* (Leonard, 1979) para determinar o campo de velocidades e grandezas turbulentas. Novamente, os resultados obtidos foram quase coincidentes, indicando ser o esquema *Power-Law* suficiente para a análise dos resultados.

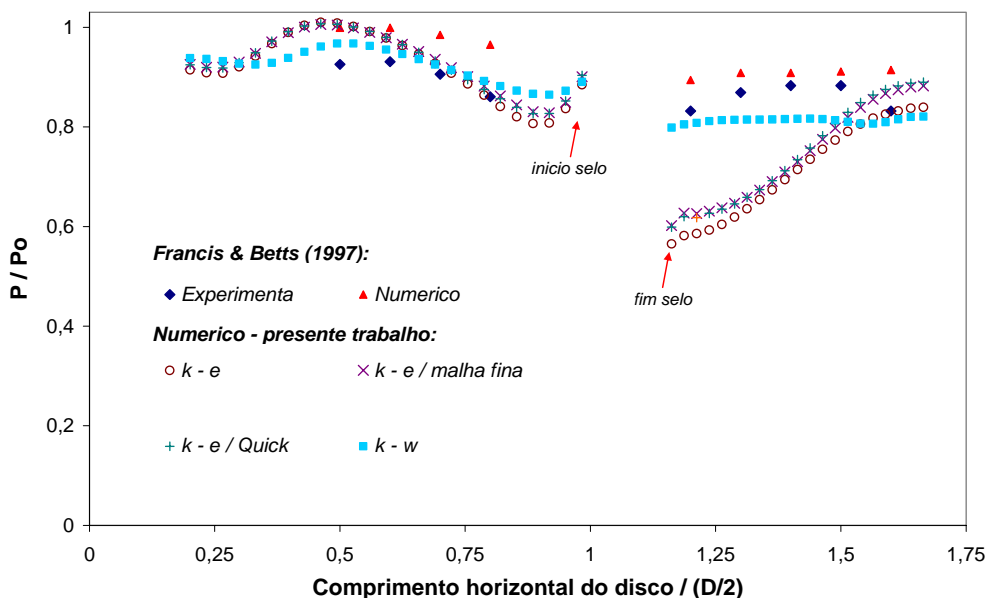


Figura 6 – Pressão embaixo do disco para $L/D = 0,32$.

Devido à superioridade obtida nas previsões do campo de pressão com o modelo $\kappa-\omega$ SST em relação ao modelo $\kappa-\epsilon$ somente serão apresentados os dados obtidos com o modelo $\kappa-\omega$ SST para os outros afastamentos do disco. A Figura (7) apresenta a distribuição da pressão embaixo do disco para os afastamentos variando de 0,02 a 0,16.

Para o caso L/D igual a 0,02, Fig. (7a), bons resultados foram obtidos para a distribuição da pressão. Neste caso, devido a pequena abertura para passagem do escoamento entre assento e disco, ocorre uma grande queda de pressão ao longo da válvula. A pressão a montante do selo é próxima à pressão na entrada da válvula e a pressão a jusante do selo é aproximadamente igual a pressão atmosférica. Os resultados obtidos neste trabalho se aproximam dos dados numéricos e experimentais de Francis e Betts (1997).

Analisando a Fig. (7), para os diferentes *lifts* observa-se claramente a redução da queda de pressão após o selo, com o aumento da abertura da válvula. Nota-se também a uniformização da pressão a jusante do selo, devido a menor influência da pequena recirculação no canto superior esquerdo.

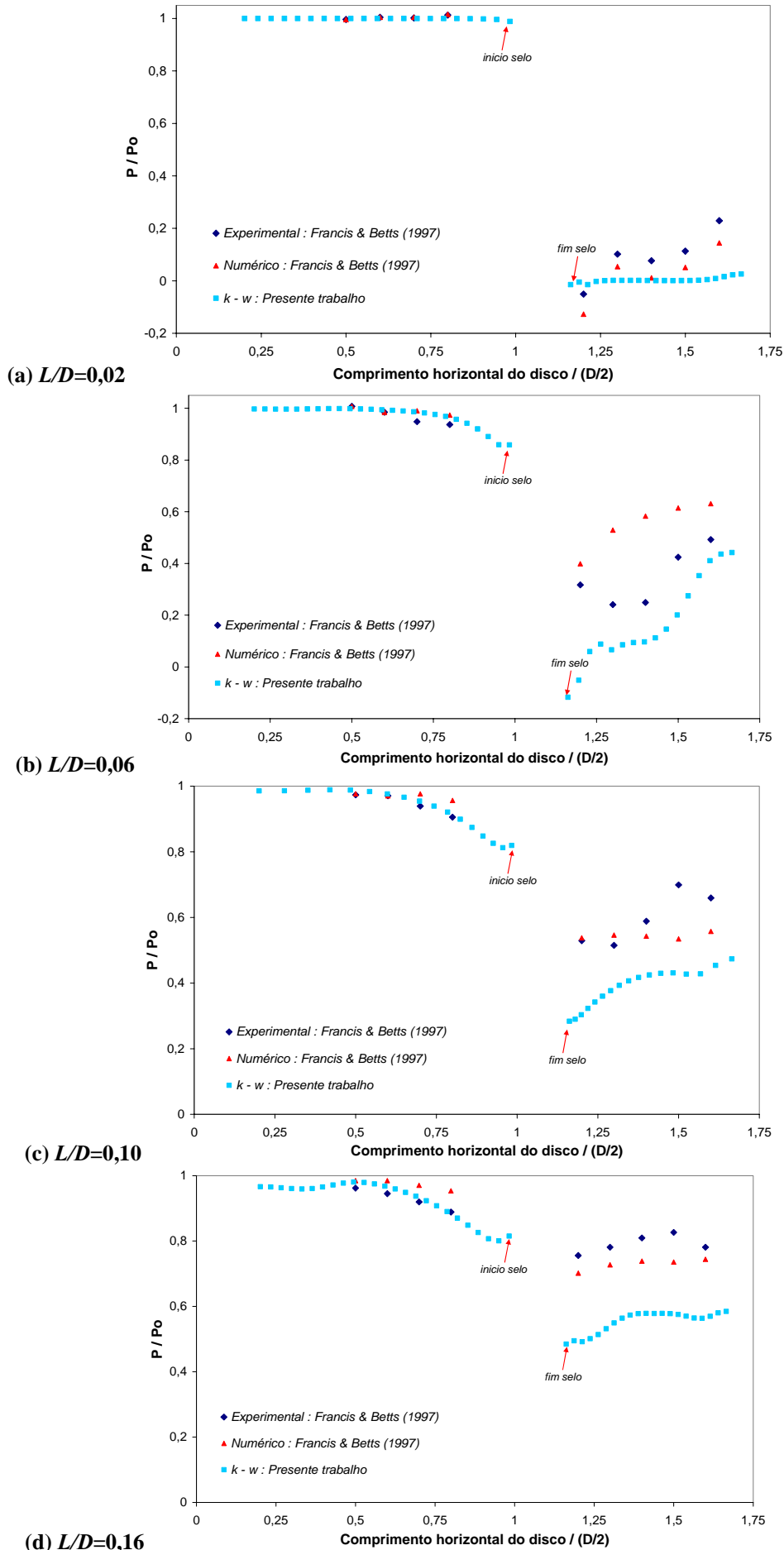


Figura 7 – Pressão embaixo do disco para diferentes afastamentos de L/D .

Analisando a Fig. (7b), correspondente a abertura $L/D = 0,06$, observa-se que a montante do selo a concordância entre os resultados de ambas as simulações numéricas com os dados experimentais continua satisfatória, porém, a jusante do selo, observa-se uma sensível deterioração dos dados. No entanto, ainda pode-se dizer que os presentes resultados foram capazes de captar melhor a tendência da curva de pressão do que a referência. A piora dos resultados está associada com a dificuldade de se prever a pequena recirculação que aparece no conto superior esquerdo. Com o aumento do *lift*, pode-se afirmar que a presente simulação apresentou melhor concordância com os dados experimentais a montante do selo. No entanto, na região crítica, após o selo, ambas as simulações são capazes de prever razoavelmente somente a tendência da curva de pressão, assim como sua ordem de grandeza.

As pressões obtidas nas simulações foram integradas para calcular a força resultante embaixo do disco. A Tabela (1) apresenta uma comparação entre as forças (em Newton) obtidas das medidas experimentais, a partir da Eq. (4), e as numéricas obtidas por Francis e Betts (1997), bem como os resultados do trabalho atual.

Tabela 1. Força do escoamento embaixo do disco.

L/D	Francis & Betts (1997)		Erro (%)	Presente trabalho	Erro (%)
	Experimental	$k - \epsilon$		$k - \omega$	
0,02	25,29	24,87	1,66	20,84	17,58
0,06	31,26	39,31	25,75	26,05	16,68
0,10	36,59	41,00	12,05	38,87	6,23
0,16	41,36	45,68	10,44	45,87	10,91
0,32	36,49	51,95	42,37	62,43	71,09

Analisando os resultados apresentados na Tab. (1), observa-se que os modelos numéricos foram capazes de prever a pressão no disco, com um erro inferior a 20%, para quase todas as aberturas da válvula, com exceção de $L/D = 0,32$. Vale ressaltar, que segundo Francis e Betts (1997), este fraco resultado está fortemente relacionado a deficiências das medidas experimentais. Os autores mencionam que normalmente em uma operação de válvula de alívio, o *lift* deve variar de 0,20 a 0,25. Devido ao grande afastamento do disco ($L/D = 0,32$), a posição do disco encontrava-se ao lado do piezômetro, o que comprometeu a medida da *back pressure* (pressão na saída). Os autores ressaltam ainda, que nesse *lift* excessivo já se encontra presente uma força de reação adicional aplicada pelo diafragma envolvente do pistão, Fig. (2), a qual não foi considerada na Eq. (4).

Pode-se afirmar que se considerarmos todos os casos, na média, os resultados da presente simulação foram ligeiramente melhores que os resultados numéricos de Francis e Betts (1997). Acredita-se que uma melhor representação da geometria do selo, pode permitir uma melhor predição do escoamento. Apesar do erro relativamente elevado, pode-se considerar os mesmos como satisfatórios, para uma simulação de baixo custo.

A Figura (8) apresenta o coeficiente de descarga C_d em função da abertura. Os resultados obtidos são comparados somente com os dados experimentais de Francis e Betts (1997), pois os autores não apresentaram os resultados numéricos para este parâmetro. Observa-se que com o aumento do *lift*, obtém-se um aumento do coeficiente de descarga, com esperado, pois com a mesma diferença de pressão, a vazão através da válvula cresce, uma vez que as perdas localizadas diminuem, o que está de acordo com as visualizações das linhas de correntes apresentadas na Figs. (4) e (5). Pode-se afirmar que uma boa concordância entre os resultados numéricos e dados experimentais foi obtida. A maior discrepância ocorrendo para o maior afastamento, como já comentado.

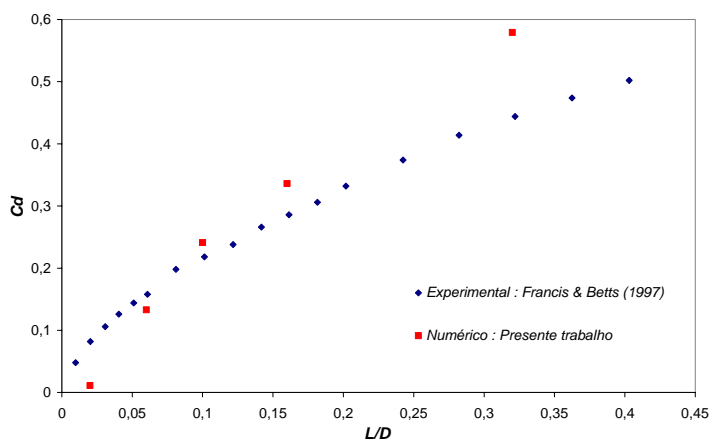


Figura 8 – Coeficiente de descarga versus percentagem de abertura.

Dentre as razões das discrepâncias entre os dados simulados e os obtidos numericamente no presente trabalho, pode-se citar, o desconhecimento detalhado da geometria. No entanto, devido a complexidade do escoamento, acredita-se que a principal causa está associada aos modelos de turbulência selecionados, os quais não são capazes de prever as características anisotrópicas da turbulência.

4. COMENTÁRIOS FINAIS

Devido à estreita relação entre as “características do escoamento” e o coeficiente de descarga, pode-se melhorar o rendimento das válvulas de alívio, otimizando o projeto das mesmas, a partir do conhecimento detalhado do escoamento.

Pode-se afirmar que o selo do disco é um dos dispositivos estruturais mais importantes na válvula de alívio, pois como foi ilustrado pelos resultados apresentados, as separações e as acumulações de escoamento acontecem nesta zona.

Apesar das limitações do modelo utilizado, os resultados obtidos foram satisfatórios. Para melhorar a previsão diversas melhorias podem ser realizadas. Devido a complexidade do escoamento, recomenda-se a utilização de modelos de turbulência que possuam alguma característica capaz de captar as anisotropias do escoamento. Recomenda-se ainda a eliminação da aproximação axi-simétrica, assim como a eliminação da hipótese de incompressibilidade, a qual é muito forte quando a queda de pressão cresce. Finalmente, recomenda-se a incorporação de modelos dinâmicos.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro fornecido pela FINEP para a realização do presente trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- API RP 520, 2000, “Sizing, Selection and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries”, Seventh edition, American Petroleum Institute.
- Bicen, A.F., Vafides, C. and Whitelaw, J.H., 1985, “Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine”, *Transactions ASME Fluids Engineering*, Vol. 107, pp.413-420.
- Boccardi, G., Bubbico, R., Celata, G.P. and Mazzarotta, B., 2005, “Two-Phase Flow Through Pressure Safety Valves – Experimental Investigation and Model Prediction”, *Chemical Engineering Science* Vol. 60, pp. 5284-5293.
- Catalini, L., 1984, “Dynamic Stability Analysis of Spring Loaded Safety Valves – Elements for Improved Valves Performance Through Assistance Devices”, *Proceedings of 7th International Conference on Structural Mechanical in Reactors Technology, Stress Analysis: Component and Thermal Loadings, G/F6/3*.
- Dasgupta, K. and Karmakar, R., 2002, “Modelling and Dynamic of Single-Stage Pressure Relief Valve with Directional Damping”, *Simulation Modelling Practice*, Vol. 10, pp. 51-57.
- Francis, J., 1994, “Pressure Relief Valves: An Improved Design Methodology”. PhD thesis, UMIST.
- Francis, J. and Betts, R.L., 1997, “Modelling Incompressible Flow in a Pressure Relief Valve”, *Proceedings of the I MECH E Part E Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 211, No. 2, pp. 83-93.
- Francis, J. and Betts, P.L., 1998, “Backpressure in a High-Lift Compensated Pressure Relief Valve Subject to Single Phase Compressible Flow”, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Vol. 11, No. 1, pp. 55-66
- FLUENT 6.3.26 Copyright 2006 Fluent Inc.
- Lauder B.E. and Spalding, D.B., 1974, “The Numerical Computation of Turbulent Flows”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 3, pp. 269-289.
- Leonard, B.P., 1979, “A Stable Accurate Convective Modeling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation”, *Computer Methods in Applied. Mechanics and Engineering*, Vol.19, pp. 59-88.
- Menter, F.R., Kuntz, M. and Langtry, R., 2003, “Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model”, *Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*, pp. 625-632.
- MacLeod, G., 1985, “Safety Valve Dynamic Instability: An Analysis of Chatter”. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 107, pp. 172-177.
- Mokhtarzadeh-Dehghan, M.R., Ladommatos, N. and Brennan, T.J., 1997, “Finite Element Analysis of Flow in a Hydraulic Pressure Valve”. *Applied Mathematics Modelling*, Vol. 21, pp. 437-445.
- Patankar, S.V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing, New York.
- Vu, B., Wang, T.S., Shih, M.H. and Soni, B., 1994, “Navier-Stokes Flow Field Analysis of Compressible Flow in a High Pressure Safety Relief Valve”, *Applied Mathematics and Computation*, Vol.65, pp.345-353.
- Wilcox, D.C., 1998, “Turbulence modeling for CFD”, DCW Industries, Inc., La Canada, California.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



V CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
V NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 22 de agosto de 2008 – Salvador – Bahia - Brasil
August 18 – 21, 2008 - Salvador – Bahia – Brazil

NUMERICAL SIMULATION OF INCOMPRESSIBLE FLOW THROUGH A PRESSURE RELIEF VALVE

A. J. Ortega, arturo@simdut.com.br
L. F. G. Pires, lpirez@simdut.com.br
A. O. Nieckele, nieckele@puc-rio.br

SIMDUT, Núcleo de Simulação Termohidráulica de Dutos
Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro
Rua Marquês de São Vicente, 225 – Gávea, 22453-900, Rio de Janeiro - RJ – Brasil

***Abstract.** The discharge coefficient is indispensable for the selection of relief valves, which are crucial to pipelines design. This coefficient depends on the flow characteristics: separation, reattachment and eddy, which depend on the valve design and the boundaries conditions imposed. Thus, at the present work, a numerical prediction of the flow field through a relief valve is performed. The flow into the valve is considered axi-symmetric, and a static model is employed. The incompressible turbulent flow is modeled with the κ - ϵ and κ - ω SST model. The pressure distribution and resulting force on the valve disc are compared with available experimental and numerical data, presenting reasonable agreement. The discharge coefficient is determined as a function of different lifts.*

***Keywords:** discharge coefficient, relief valves, turbulence, incompressible flow.*