



25º SEMINÁRIO DE MANUTENÇÃO

PROBLEMAS DE PULSAÇÃO DE PRESSÃO EM TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

- . Paulo Mario Rodrigues da Cunha¹
- . Remo Alberto Pierri²

RESUMO

Pulsões de pressão em tubulações industriais podem acarretar efeitos danosos nas próprias tubulações e em suas estruturas-suporte, além de reduzir a eficiência e a confiabilidade de uso dos equipamentos a elas associados.

Neste trabalho são apresentados alguns dos conceitos básicos necessários para compreensão dos mecanismos de geração e propagação dessas pulsões, e a sua aplicação na solução de dois problemas específicos.

O primeiro se refere a vibrações causadas pelas pulsões nas tubulações de ar comprimido em um prédio de forjaria, e o segundo a vibrações excitadas por pulsões nos dutos de descarga de um motor diesel estacionário. Em ambos os casos são apresentadas as medições realizadas para detecção dos problemas, os mecanismos de geração das pulsões e as medidas corretivas propostas.

ABSTRACT

Pressure pulsation in industrial piping may result in adverse effects on the piping system and on its support structures, and reduce the efficiency and reliability of the associated equipments.

In this paper, some of the basic concepts underlying the generation and propagation of such pulsations are presented, including their applications to the solution of two specific problems. The first one refers to vibration in a forgery building due to pulsations in the compressed air piping system. The second describes vibration problems generated by pulsations in the exhaust ducts of a stationary diesel engine. In both cases, the measurements performed to identify the vibration sources are presented, as well as the pulsation generation mechanisms and the proposed corrective measures.

1. MECANISMOS DE GERAÇÃO E PROPAGAÇÃO DE PULSAÇÕES DE PRESSÃO EM TUBULAÇÕES

1.1. Introdução

O termo pulsação é normalmente empregado para designar oscilações de pressão nos gases que escoam através de uma tubulação.

Existe uma grande quantidade de equipamentos industriais, como moto-

¹Engenheiro Mecânico, Chefe do Grup. de Ensaio Dinâmicos e Vibrações da Div. de Eng. Mecânica do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas.

²Engenheiro Mecânico, Chefe do Lab. de Medida e Análise de Vibrações da Div. de Eng. Mecânica do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas.

res de combustão interna e compressores que, por suas características próprias de funcionamento, geram pulsações de pressão nos gases de descarga, que se propagam por todo o sistema de tubulações ligado à saída do equipamento.

Quando houver uma ressonância acústica na tubulação, isto é, quando a frequência dessas pulsações coincidir com uma das frequências naturais de oscilação de pressão no interior de algum trecho da tubulação, resultarão, nesse trecho, amplitudes elevadas de pulsação, conforme indicado na figura 1.1.

Como veremos a seguir, as frequências naturais acústicas de um trecho de tubulação dependem basicamente de três fatores:

- da velocidade de propagação do som no gás,
- do comprimento do trecho de tubulação,
- e das condições de contorno nas suas extremidades.

Considerando-se a complexidade e extensão de um sistema de tubulações industriais, principalmente em indústrias de processo, é evidente que a probabilidade de ocorrência de uma ressonância acústica em algum trecho do sistema é bastante elevada.

Entretanto, deve-se ressaltar que as tensões advindas da ação direta das pulsações não causam danos a tubulação, pois são muito inferiores a tensão estática. São as vibrações mecânicas da tubulação, causadas pelas pulsações, que podem provocar tensões elevadas em locais com grande concentração de tensões e causar danos por fadiga.

Para que as pulsações provoquem vibrações mecânicas, é necessário que elas se transformem numa força alternada aplicada à tubulação. Isto somente ocorre em descontinuidades como extremidades fechadas, tampas de vasos, variações de secção, curvas, etc, pois as pulsações que ajem nessas regiões apresentam uma resultante na direção axial, ao contrário das pulsações que ajem na direção radial, que se equilibram.

Em resumo, podem ocorrer sérios problemas de vibração em uma tubulação, caso haja alguma ressonância acústica em algum trecho da mesma, e um mecanismo capaz de transmitir à tubulação os esforços dinâmicos decorrentes dessa ressonância.

Evidentemente, as vibrações resultantes de pulsações de pressão podem ser agravadas quando houver também uma ressonância mecânica, isto é, quando a frequência dessas pulsações coincidir com uma das frequências naturais mecânicas da tubulação e do seu sistema de apoio.

1.2. Freqüências Naturais Acústicas de Tubulações

As pulsações de pressão geradas pela maioria dos equipamentos industriais são periódicas, isto é, se repetem após um certo intervalo de tempo T (período). Em decorrência dessas pulsações, formam-se regiões de compressão e rarefação alternadas nos gases, que se propagam ao longo da tubulação.

Na maioria dos casos de interesse prático em tubulações, essa propagação se dá na forma de ondas planas progressivas. A velocidade de propagação dessas ondas é denominada velocidade acústica do meio (c) ou "velocidade do som".³

Numa onda plana progressiva, a variação de pressão ao longo da tubulação apresenta, em um dado instante, uma forma igual a de sua variação em função do tempo. A distância entre dois pontos de máxima compressão, denominada comprimento de onda (λ), é dada por:

$$\lambda = c \cdot T \quad (1.1)$$

Na figura 1.2, é apresentada a variação de pressão ao longo de uma tubulação, durante a passagem de uma onda plana progressiva, gerada por uma pulsação senoidal. As variações de velocidade apresentam forma semelhante, porém defasadas de um quarto de comprimento de onda com relação as variações de pressão. Isto é, num certo instante, os pontos de máxima pressão apresentam velocidade nula, e vice-versa.

Quando uma onda progressiva atinge uma extremidade da tubulação ela sofre uma reflexão. A onda refletida se propaga até o outro extremo da tubulação, sofrendo nova reflexão. Decorrido um certo tempo após o início das pulsações, haverá uma grande quantidade de ondas refletidas, propagando-se em ambos os sentidos, no interior da tubulação.

A combinação dessas ondas apresentará uma amplitude máxima se todas elas estiverem em fase. Neste caso, haverá a formação de uma onda estacionária (figura 1.3), cuja característica é apresentar nós e ventres em posições fixas ao longo da tubulação. Para que isto ocorra, é necessário que

³A velocidade de propagação do som em gases é dada por: $c = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$
onde: k = razão entre os calores específicos a pressão e a volume constantes (C_p/C_v)

R = constante do gás

T = temperatura absoluta do gás

Essa equação é baseada na equação dos gases perfeitos. Para gases reais e misturas, pode ser necessário, em certas condições, empregar equações de estado mais elaboradas para se obter o valor correto da velocidade de propagação do som.

haja uma relação adequada entre o comprimento de onda (λ) e o comprimento da tubulação (ℓ), relação esta que depende das condições de contorno nas extremidades da tubulação.

Na figura 1.4, são apresentadas as ondas estacionárias formadas em trechos de tubulação com duas extremidades fechadas, duas extremidades abertas e com uma extremidade aberta e outra fechada.

Num trecho de tubulação com dois extremos fechados, as ondas estacionárias devem apresentar nós de velocidade e ventres de pressão nos extremos. Através da figura 1.4, pode-se verificar que, para satisfazer essas condições de contorno, o comprimento do trecho deve ser um múltiplo inteiro da metade do comprimento de onda, isto é:

$$\ell = n\left(\frac{\lambda}{2}\right), \text{ onde } n = 1, 2, 3\dots \quad (1.2)$$

Como a frequência (f) é o inverso do período (T), através das equações (1.1) e (1.2) resultam os seguintes valores para as frequências naturais desse trecho de tubulação:

$$f_n = n \left(\frac{c}{2\ell}\right) \quad (1.3)$$

O mesmo resultado é obtido para um trecho de tubulação com dois extremos abertos. Porém, neste caso, se formarão nós de pressão e ventres de velocidade nos extremos (vide figura 1.4).

No caso em que um extremo é aberto e outro fechado, devemos ter:

$$\ell = (2n - 1) \left(\frac{\lambda}{4}\right)$$

e, as frequências naturais, neste caso, são dadas por:

$$f_n = (2n - 1) \left(\frac{c}{4\ell}\right) \quad (1.4)$$

Deve-se ressaltar que, junto a extremidades abertas, as ondas estacionárias se estendem um pouco além do final da tubulação. Dessa forma, é usual adicionar uma correção ao valor de ℓ , para se obter valores mais corretos para as frequências naturais através das equações 1.3 e 1.4. Segundo a referência (1), essa correção é igual a $0,6d$, para cada extremidade sem flange, e a $0,85d$, para cada extremidade com flange, onde d é o diâmetro interno da tubulação.

Variações de secção da tubulação também provocam ondas estacionárias, porém com menor intensidade do que extremidades totalmente abertas ou fechadas, pois somente uma parcela das ondas incidentes é refletida.

Uma redução do diâmetro da ordem de 50% é suficiente para permitir a

formação de uma onda estacionária semelhante a que seria obtida com uma extremidade fechada. Inversamente, um ponto da tubulação que apresente um aumento de diâmetro da ordem de 1:2, ou mais, apresenta um comportamento semelhante ao de uma extremidade aberta.

1.3. Fontes Excitadoras de Pulsações

Sobre as principais fontes excitadoras de pulsações em tubulações, podem ser feitas as seguintes observações:

- Os motores de combustão interna geram pulsações na frequência de explosão. Um espectro típico de pulsações geradas por motores de combustão é apresentado na figura 1.5, onde pode-se notar a presença de vários harmônicos, cuja amplitude decai rapidamente.

- Compressores alternativos monocilíndricos geram pulsações na frequência de rotação e em seus harmônicos.

No caso de um cilindro de dupla ação, as pulsações de pressão geradas por cada lado do cilindro apresentam uma defasagem de 180° . Quando essas pulsações se combinam em um coletor comum, há uma tendência de cancelamento dos harmônicos ímpares e de adição dos harmônicos pares, resultando um espectro do tipo indicado na figura 1.6.

- A presença de constrições, obstáculos e ramificações numa tubulação pode acarretar a formação de vórtices, que geram pulsações de pressão (figura 1.7). Essas pulsações de pressão apresentam um espectro distribuído de forma contínua ao redor de uma frequência central f_s .

A maioria das equações empregadas para determinar essa frequência central foi desenvolvida experimentalmente. A mais comum delas é:

$$f_s = N_s \left(\frac{V}{d} \right) \quad (1.5)$$

onde: f_s = frequência central do espectro, também conhecida como frequência de Strohual,

V = velocidade do escoamento,

d = diâmetro da constrição ou do obstáculo, ou ainda o diâmetro interno da ramificação, e

N_s é um número adimensional, conhecido como número de Strohual, cujos valores usuais se situam na faixa de 0,2 a 0,25, para constrições e obstáculos, e de 0,25 a 0,3 para ramificações (2).

1.4. Forças Causadas por Pulsações de Pressão em Tubulações

Quando há a formação de uma ressonância acústica, a conversão das oscilações de pressão nos gases em forças mecânicas alternadas, é resultante

do desequilíbrio dos esforços aplicados sobre as paredes das tubulações. Esses desequilíbrios ocorrem especificamente nos locais onde há alterações na geometria da tubulação, ou seja, em curvas, variações de secção e, principalmente, em extremidades fechadas, como nos reservatórios cilíndricos e vasos.

Conforme pode ser verificado na figura 1.4, nos extremos de um vaso, as oscilações de pressão, na frequência fundamental e em seus múltiplos ímpares, ocorrem em oposição de fase. Dessa forma, num dado instante, ocorre um aumento de pressão junto a uma extremidade e uma redução do lado oposto, resultante numa força axial com amplitude dupla, isto é:

$$F = 2PA$$

onde: P = amplitude da onda de pressão estacionária, e

A = área da secção transversal nas extremidades do vaso.

Por outro lado, nos harmônicos pares as pressões que agem sobre os extremos do vaso estão em fase e, portanto, sua força resultante é sempre nula.

Nos trechos de tubulações em curva ou com variações de secção transversal, as forças resultantes podem ser calculadas de forma análoga.

2. VIBRAÇÕES DE BAIXA FREQUÊNCIA EM UM EDIFÍCIO DE FORJARIA

Este problema foi verificado em um edifício industrial, com cerca de 4.000 m², logo após a instalação de dois martelos de forja de alta capacidade.

Na figura 2.1 é mostrada a planta do prédio, com o desenho das colunas laterais, a posição dos martelos A e B e suas fundações. As tubulações de ar comprimido para acionamento dos martelos foram instaladas na passarela 2 das colunas laterais, em ambos os lados do prédio, ao longo de todo seu comprimento.

Esta tubulação, com 20" de diâmetro, chega do compressor, instalado fora do prédio, pelo lado B. No lado A tem-se uma tubulação com 100 m de comprimento, fechada nos extremos, e que se comunica com o outro lado através de duas tubulações transversais, com metade do diâmetro, colocadas a cerca de 1/4 e 3/4 do comprimento do prédio.

Logo que a forjaria entrou em operação foram observadas vibrações de grande intensidade, em ambos os lados do prédio, principalmente nas passarelas 2 e 3.

2.1. Análise das Vibrações do Prédio

Medidas preliminares realizadas em todo o prédio, com os dois martelos de forja funcionando, mostraram que as principais vibrações ocorriam na direção horizontal longitudinal, com componentes distribuídas na faixa de 0,5 a 3,0 Hz de freqüência. Cada lado do prédio vibrava como um todo, ora em fase, ora em contra-fase, com relação ao lado oposto, provocando movimentos relativos entre seus elementos estruturais.

Os maiores níveis de vibração foram obtidos com o martelo A em funcionamento, na passarela 2, onde foram registrados valores de pico de 8 mm/s no lado A e 5,8 mm/s no lado B.

Já as medidas realizadas no piso do prédio, próximo às fundações dos martelos de forja, apresentaram suas maiores amplitudes na direção vertical, com freqüência de 5 Hz, correspondente à freqüência natural do bloco inercial do martelo A, apoiado sobre molas.

Esses resultados mostraram que as vibrações longitudinais nas passarelas não tinham sua origem no impacto dos martelos de forja, que se propagam pelo solo.

Foram então realizadas medições mais detalhadas, nos pontos A e B, da passarela 2, indicados na figura 2.1, com os dois martelos e a ponte rolante em funcionamento. A ponte rolante se move na direção longitudinal do prédio, apoiada sobre trilhos colocados junto às colunas laterais, na altura dessa passarela. Através de movimentos intermitentes, para frente e para trás, foi possível excitar as vibrações naturais do prédio na direção horizontal longitudinal.

Os resultados dessas medições, apresentados na Tabela mostrada a seguir, indicaram o seguinte:

- Os maiores níveis de vibração ultrapassaram 5 mm/s.⁴
- As principais freqüências obtidas com o martelo A funcionando foram 1,75 e 1,9/2,1 Hz e, com o martelo B, 1,75, 2,1 e 2,5 Hz, em ambos os lados do prédio.
- Os movimentos vibratórios do prédio, excitados através da ponte rolante, mostraram que suas principais freqüências naturais são 1,75 Hz, com os lados A e B vibrando em fase, e 2,0 Hz, com movimentos em oposição de fase.

⁴ Limite de segurança sugerido pela Norma DIN 4150 (3a. parte) "Influência das Vibrações sobre os Prédios e seus Elementos Construtivos", para vibrações horizontais, prolongadas, em prédios de vários andares, registradas no andar superior.



MEDIDAS DE VIBRAÇÃO NA DIREÇÃO HORIZONTAL LONGITUDINAL

Pontos de Medida	Valor de Pico Máximo (mm/s)	Principais Freqüências (Hz)	Equipamentos em Funcionamento
A	8,9	1,75 e 2,0	Ponte rolante c/ 18 t de carga
B	4,5	2,0 e 1,70/1,75	
A	10,1	1,75 e 2,0	Ponte rolante c/ 18 t e os 2 martelos
B	6,7	2,0 e 1,75	
A	7,7	1,75 e 2,0/2,1	Martelo A
B	7,2	1,75 e 1,9/2,1	
A	2,0	1,75, 2,1 e 2,5	Martelo B
B	1,3	2,1, 1,75 e 2,5	

2.2. Verificação da Fonte de Excitação

Foi então calculada a freqüência fundamental da onda estacionária no interior da tubulação do lado A. Para um tubo fechado nos extremos, com 100 m de comprimento (ℓ), e considerando uma temperatura de 30°C para o ar comprimido, obtém-se:

$$f = \frac{c}{2\ell} = \frac{349}{2 \times 100} = 1,75 \text{ Hz} \quad (\text{conforme equação 1.3})$$

Esta freqüência coincide com uma das principais freqüências de vibração natural do prédio.

Para conferir tal previsão foram feitas medições de pressão no interior das tubulações, verificando-se que além da componente 1,75 Hz, apareceram também oscilações de pressão a 2,0/2,1 Hz, entre outras.

Nas extremidades da tubulação do lado A, as oscilações de pressão chegaram a 0,6 atm (valor de pico) que correspondem a uma força oscilante de 2,4 tonf (2P . A - item 1.4). Esta força aplicada sobre as tampas nas extremidades do tubo, se transmitia para as colunas do prédio através de sua estrutura-suporte.

Desta forma, foi constatado que as vibrações no prédio tem sua origem nas oscilações de pressão no interior das tubulações, principalmente do lado A, excitadas pela descarga de ar comprimido quando do acionamento dos martelos de forja. Como duas das principais freqüências de oscilação de pressão nas tubulações, coincidiam com as principais freqüências naturais do prédio (1,8 e 2,0/2,1 Hz), havia uma dupla ressonância que provocava grandes movimentos vibratórios, em seus respectivos modos de vibrar.

Para evitar as condições de ressonância foi sugerido alterar as fre-

quências naturais de oscilação de pressão, no interior da tubulação no lado A, diminuindo seu comprimento, ou através da colocação de chicanas. Também a mudança das tubulações da passarela 2 para a passarela 1, fixando os tubos numa parte bem mais rígida da estrutura, poderia solucionar o problema.

Devido às necessidades operacionais da forjaria, não foi possível executar nenhuma dessas sugestões. Foi então instalado um reservatório auxiliar de ar comprimido entre o martelo A e a tubulação de 20" na passarela 2, o que diminuiu em 50% o nível das vibrações do prédio. Essa diminuição foi causada pela atenuação dos picos de pressão no interior da tubulação, devido a introdução deste reservatório intermediário. Permaneram, entretanto, as condições de ressonância com a coincidência entre as frequências naturais de oscilação da pressão e de vibração do prédio.

3. VIBRAÇÕES EXCITADAS POR PULSAÇÕES DE PRESSÃO NOS DUTOS DE DESCARGA DE UM MOTOR DIESEL

O problema apresentado a seguir ocorria num motor diesel que aciona uma Unidade Geradora de Usina Termoelétrica. Os dutos de descarga do motor apresentavam vibrações tão intensas que provocavam a destruição das juntas flexíveis da tubulação, com poucas horas de funcionamento, além do aparecimento de trincas na laje de apoio.

3.1. Descrição da Unidade Geradora

A unidade é formada por um motor diesel de 4 tempos, com 12 cilindros em "V" (a 45°), que funciona a 514 rpm e aciona um gerador de 14 polos, cuja potência máxima é de 5 MW.

Cada grupo de 6 cilindros possui um coletor comum para os gases de descarga, ligado a entrada de um turbocompressor. As saídas dos dois turbocompressores são interligadas por uma tubulação em forma de "Y" (figura 3.1), que conduz os gases de descarga a uma caldeira de recuperação, onde é feito o pré-aquecimento do óleo combustível. O diâmetro da tubulação nos ramos do "Y" é de 0,7 m e na parte central é de 0,9 m.

A caldeira se apoia sobre a laje de um mezanino, situado acima do motor, através de uma estrutura metálica.

Os apoios dianteiros dos dutos, mostrados na figura 3.1, são deslizantes e estão fixados a outra estrutura metálica, apoiada no piso da Casa de Força e na viga mestre do mezanino.

3.2. Análise das Vibrações

Uma inspeção preliminar, realizada em toda a Usina, revelou que os



maiores níveis de vibração ocorriam na tubulação de descarga do motor, na sua estrutura de suporte, na estrutura de suporte da caldeira e na laje do mezanino. Os níveis de vibração medidos nesses elementos, com o Grupo operando a 4 MW, estão relacionados na Tabela 3.1.

Os níveis medidos na tubulação de descarga eram bastante elevados, atingindo um valor máximo de 348 mm/s, no flange 1 (figura 3.1), na direção vertical.

As vibrações verticais da laje do mezanino também eram bastante intensas, com níveis de até 9,0 mm/s. Uma verificação de tensões realizada pela firma projetista indicou que a laje não suportaria esses níveis de vibração.

Através de uma análise de espectro, constatou-se que as vibrações captadas em todos os pontos de medida apresentavam uma predominância bastante acentuada da componente na frequência de 25,7 Hz, que atingiu um nível máximo de 210 mm/s no flange 1, na direção vertical.

A frequência de 25,7 Hz corresponde à frequência de explosão em cada lado do motor (3 cilindros por volta) e, portanto, à frequência fundamental das pulsações de pressão nos coletores de descarga.

Existia outra componente, na frequência de 12 Hz, com amplitudes relativamente elevadas, embora bem menores do que as amplitudes da componente a 25,7 Hz. As vibrações a 12 Hz eram predominantemente verticais e suas amplitudes atingiram um nível máximo de 60 mm/s no flange 1, decrescendo ao longo da tubulação e tornando-se praticamente desprezíveis junto aos flanges 5 e 6.

3.3. Verificação das Fontes de Vibração

Inicialmente, foi verificada a possibilidade da ocorrência de ressonâncias acústicas na tubulação.

Os gases de descarga do motor são constituídos, principalmente, por N_2 ($k = 1,38$ e $R = 296,5 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}$) e sua temperatura é da ordem de 340°C . Portanto, a velocidade de propagação do som nesses gases é da ordem de 500 m/s.

O comprimento das tubulações de descarga, desde a saída dos turbocompressores até a entrada da caldeira é de aproximadamente 10,0 m. Este também é o comprimento da tubulação entre as saídas dos dois turbocompressores.

Do ponto de vista de reflexões de ondas sonoras, a saída de cada turbocompressor apresenta um comportamento semelhante a uma extremidade fe-

chada, pois há uma grande redução de secção nesse ponto. Por outro lado, a entrada da caldeira se comporta como uma extremidade aberta, com flange, devido ao grande aumento de secção aí existente.

Dessa forma, o trecho de tubulação situado entre as saídas dos turbo compressores corresponde a um tubo com extremidades fechadas, e a frequência fundamental das ondas estacionárias nesse trecho é dada por:

$$f = \frac{c}{2\ell} = \frac{500}{2 \times 10,0} = 25,0 \text{ Hz} \quad (\text{conforme equação 1.3})$$

Os trechos situados entre a saída de cada compressor e a entrada da caldeira se comportam como um tubo com uma extremidade aberta e outra fechada, resultando para a frequência fundamental das ondas estacionárias um valor de:

$$f = \frac{c}{4(\ell + 0,85d)} = \frac{500}{4 \times (10,0 + 0,85 \times 0,9)} = 11,6 \text{ Hz (eq. 1.4 corrigida)}$$

Dessa forma, pode-se concluir que as frequências das principais componentes das vibrações coincidem com duas das frequências naturais acústicas da tubulação.

As ondas estacionárias na frequência de 25,7 Hz são excitadas pela descarga dos gases na frequência de explosão de cada lado do motor. Esta ressonância é bastante severa porque as pulsações de pressão na frequência de explosão são muito intensas.

As ondas estacionárias a 12 Hz podem ser excitadas pela turbulência no escoamento dos gases, gerada na junção dos dutos de descarga. Essa turbulência acarreta pulsações de pressão com um espectro distribuído ao redor da frequência de Strohual (f_s), dada pela equação (1.5). Como a velocidade de escoamento dos gases se situa ao redor de 35 m/s e o diâmetro da derivação é de 0,7 m, resulta para f_s um valor entre 12,5 e 15,0 Hz.

Esta ressonância é menos severa porque as pulsações geradas por turbulência apresentam intensidade bem menor do que as geradas pelo funcionamento do motor.

Além da análise de ressonâncias acústicas, foi feito um levantamento das frequências naturais mecânicas da tubulação, da sua estrutura de suporte, da estrutura de suporte da caldeira e da laje do mezanino, excitando-se esses elementos através de pancadas e medindo-se as frequências das vibrações livres resultantes.

Nenhuma das frequências naturais detectadas era próxima de 25,7 Hz, porém, as frequências naturais da laje do mezanino, na direção vertical,



e da estrutura suporte da tubulação, na direção transversal (ao eixo da Unidade), eram muito próximas de 12 Hz.

3.4. Modificações Realizadas

Para reduzir as vibrações na frequência de 25,7 Hz, era necessário eliminar a ressonância acústica da tubulação. Isto foi conseguido de maneira bastante simples, introduzindo-se um diafragma de separação na junção dos dois ramos da tubulação, conforme indicado em linhas pontilhadas, na figura 3.1.

Dessa forma, conseguiu-se um aumento de 3 m na distância percorrida pelas pulsações de pressão entre os dois turbocompressores, o que reduziu a frequência fundamental da tubulação de 25,0 para 19,2 Hz, eliminando-se assim a condição de ressonância.

A introdução desse diafragma reduziu também a turbulência do escoamento dos gases na junção dos dutos, responsável pela excitação das ondas estacionárias a 12 Hz.

Além disso, foram introduzidos reforços na estrutura de suporte da tubulação, para aumentar a sua frequência natural na direção transversal, que era muito próxima de 12 Hz.

3.5. Resultados obtidos

Após a introdução dessas modificações, foi feita uma nova série de medições, com a finalidade de avaliar a sua eficácia. Os resultados obtidos, apresentados na Tabela 3.1, revelaram que as vibrações da tubulação sofreram reduções de 60 a 80%, nas direções de maior vibração.

O nível máximo das vibrações verticais da laje do mezanino passou de 9,0 para 4,0 mm/s, valor este considerado aceitável pela Norma DIN 4150.

Comparando-se os espectros de frequência obtidos nas duas medições, verificou-se que as amplitudes da componente a 25,7 Hz sofreram reduções de 60 a 98%. Foram observadas também reduções bastante acentuadas nas amplitudes da componente a 12 Hz (da ordem de 75%).

As modificações foram introduzidas há, aproximadamente, um ano e meio e, desde então, a Unidade vem operando sem maiores problemas.

TABELA 3.1 - NÍVEIS DE VIBRAÇÃO NA TUBULAÇÃO E NOS SEUS ELEMENTOS DE APOIO

Local		Direção	Valor de Pico (mm/s)		Redução (%)
			1a. Medição	2a. Medição	
Tubulação de Descarga	Flange 1	Vertical	348	140	60
		Longitudinal	161	67	58
		Transversal	90	38	58
	Flange 2	Vertical	170	45	74
		Longitudinal	60	21	65
		Transversal	58	26	55
	Flange 6	Vertical	24	10	58
		Longitudinal	18	12	33
		Transversal	30	6	80
Estrutura de Suporte da Tubulação		Vertical	25	6,3	75
		Longitudinal	13	3,6	72
		Transversal	31	23	26
Estrutura de Suporte da Caldeira		Vertical	8,5	3,1	64
		Longitudinal	17	5,0	71
		Transversal	30	4,1	86
Laje do Mezanino		Vertical	9,0	4,0	56

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) R.D. Ford, "Introduction to Acoustics", Elsevier (1970).
- (2) P.O.A.L. Davies, "Flow-acoustic Coupling in Ducts", Journal of Sound and Vibration (1981) 77(2).

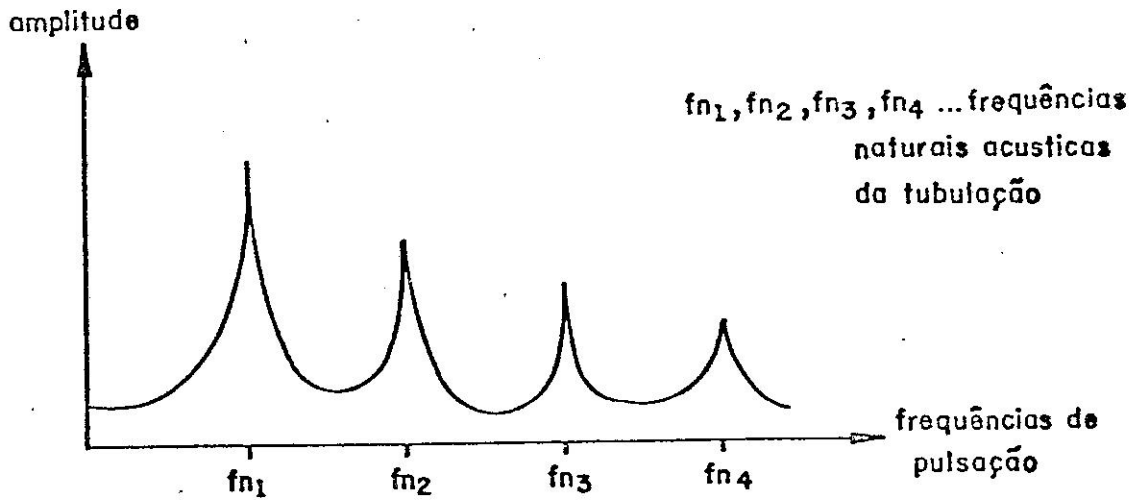


FIGURA 1.1 – Amplitude das pulsações em função da frequência

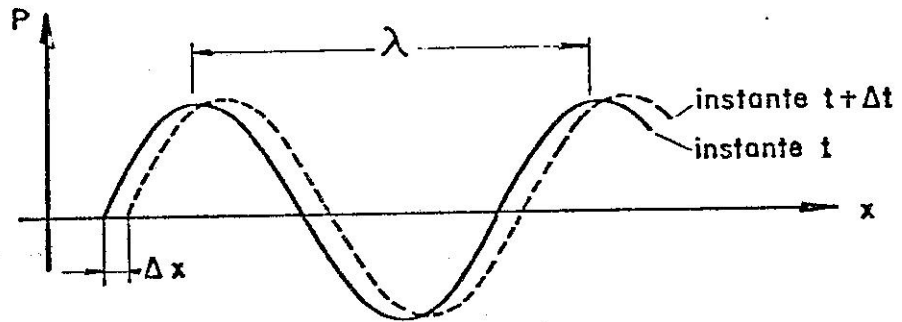


FIGURA 1.2 – Propagação de uma onda progressiva

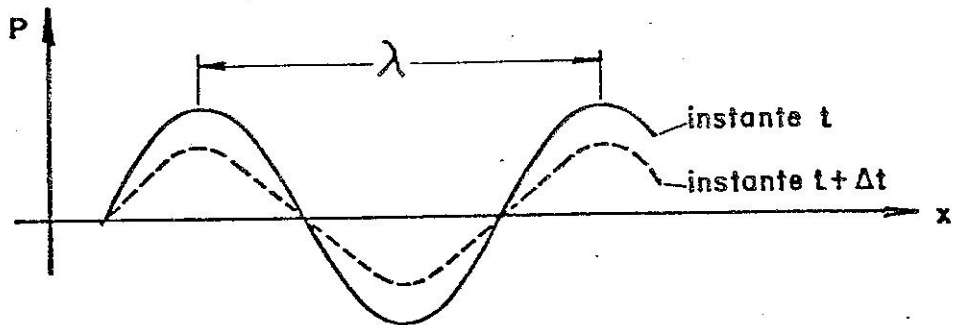


FIGURA 1.3 – Onda estacionária

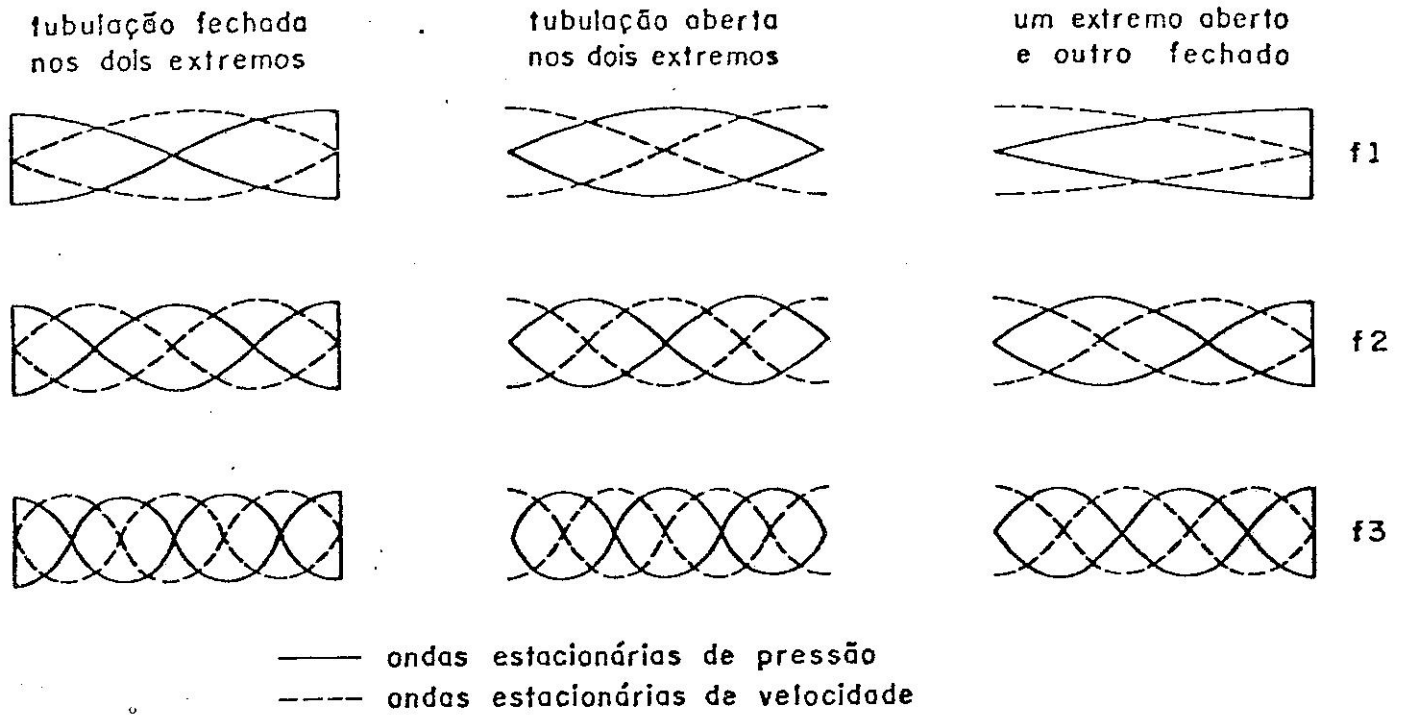


FIGURA 1.4 — Ondas estacionárias em tubulações

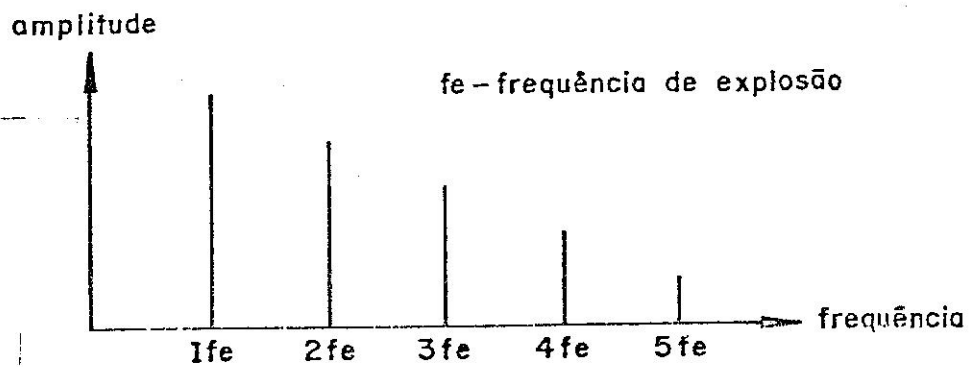


FIGURA 1.5 — Espectro de pulsações geradas por motores

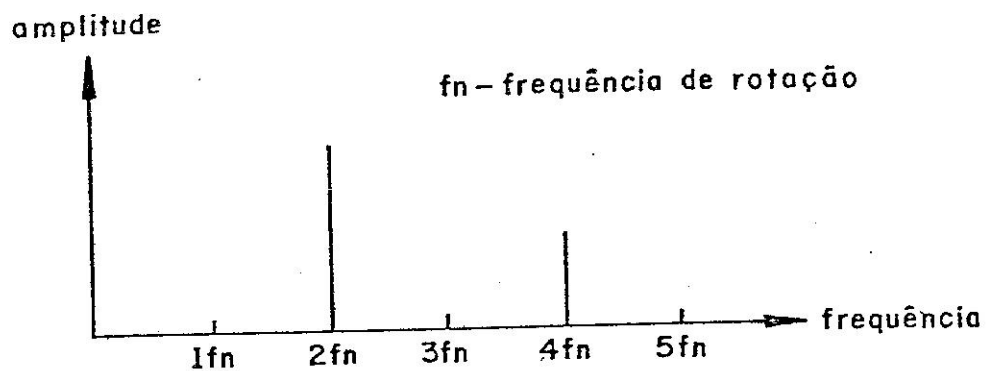
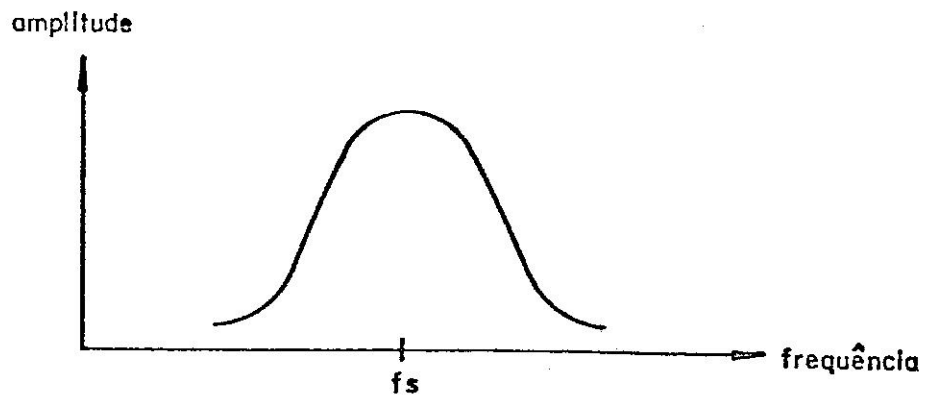


FIGURA 1.6 — Espectro de pulsações geradas por um compressor com cilindro de dupla ação



Espectro de pulsações geradas por vortices

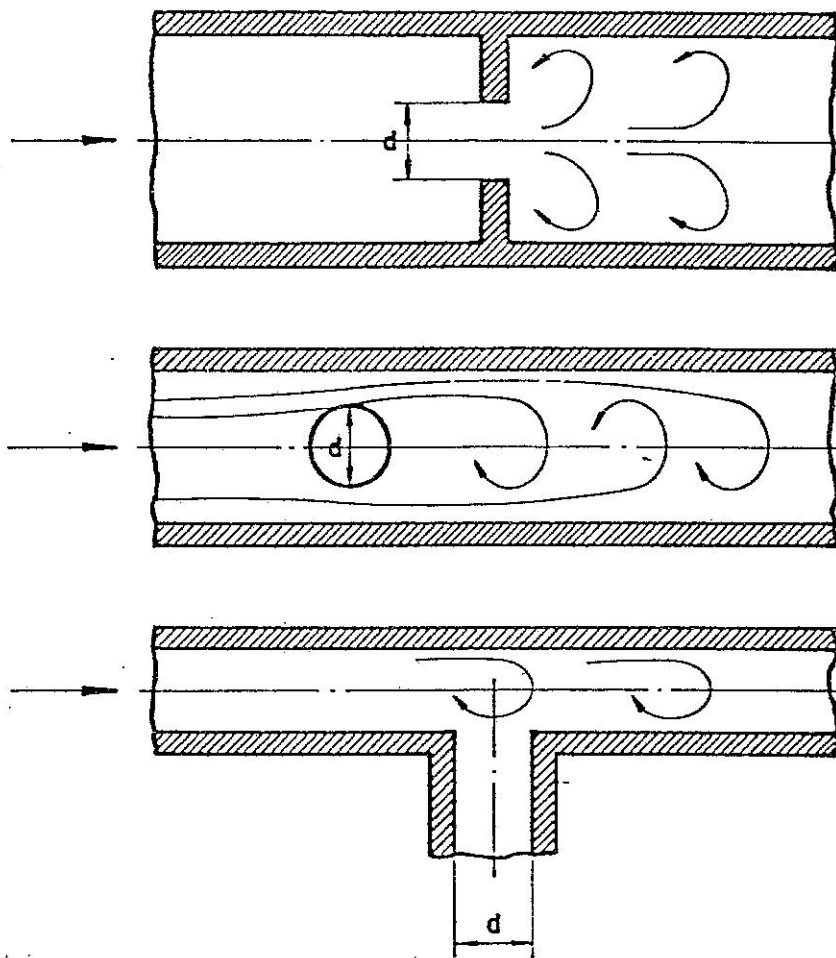
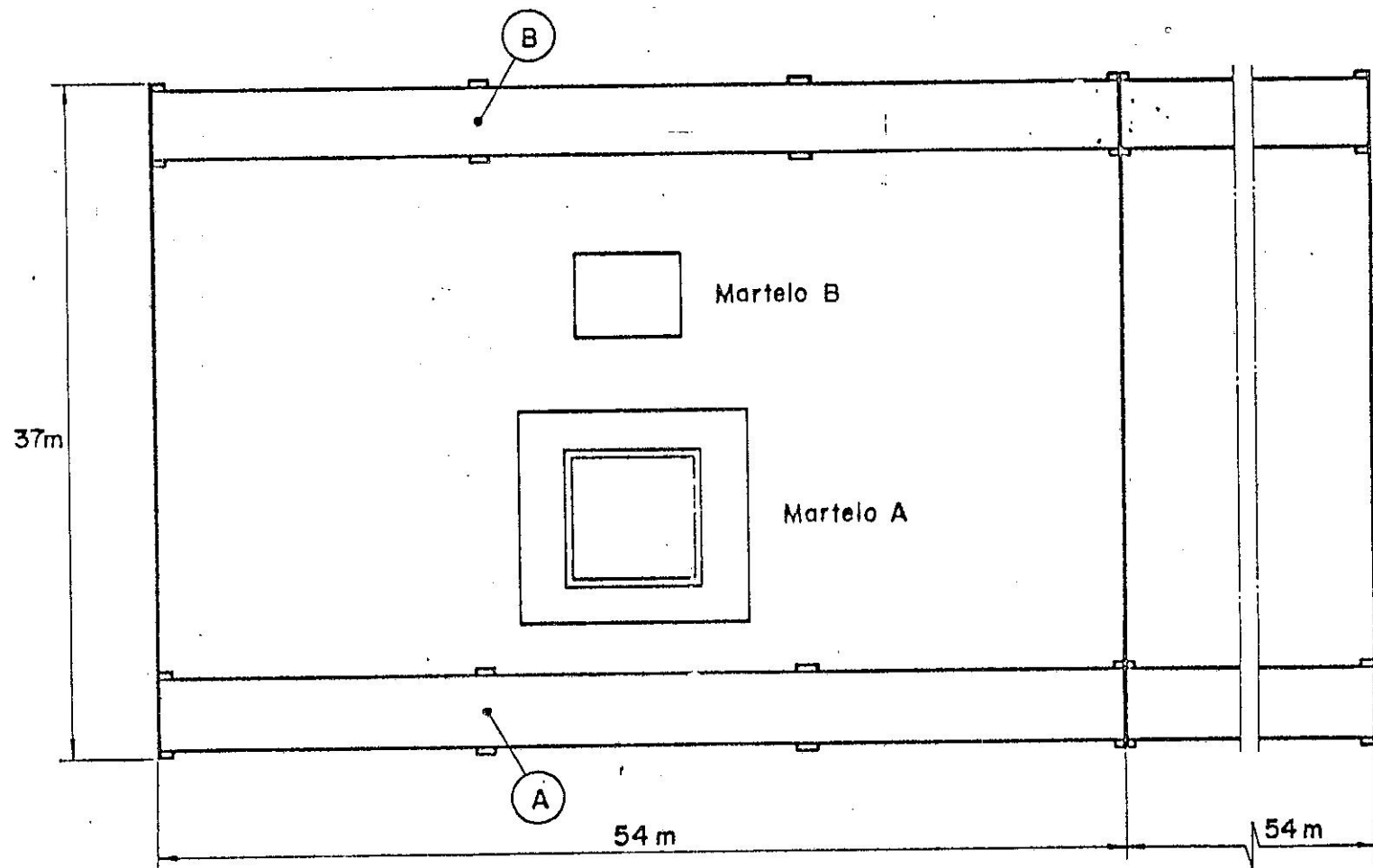


FIGURA 1.7 - Formação de vortices em tubulações



DIREÇÃO
← Horizontal Longitudinal

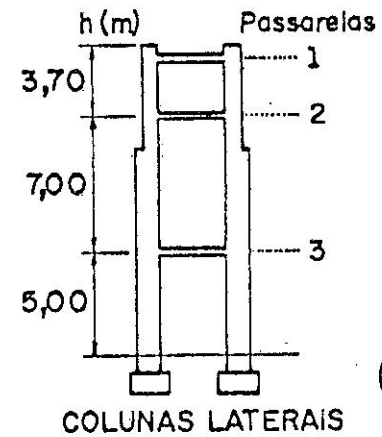
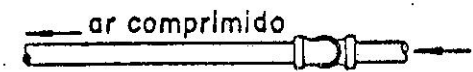


FIGURA 2.1
PLANTA DO EDIFÍCIO DA FORJARIA



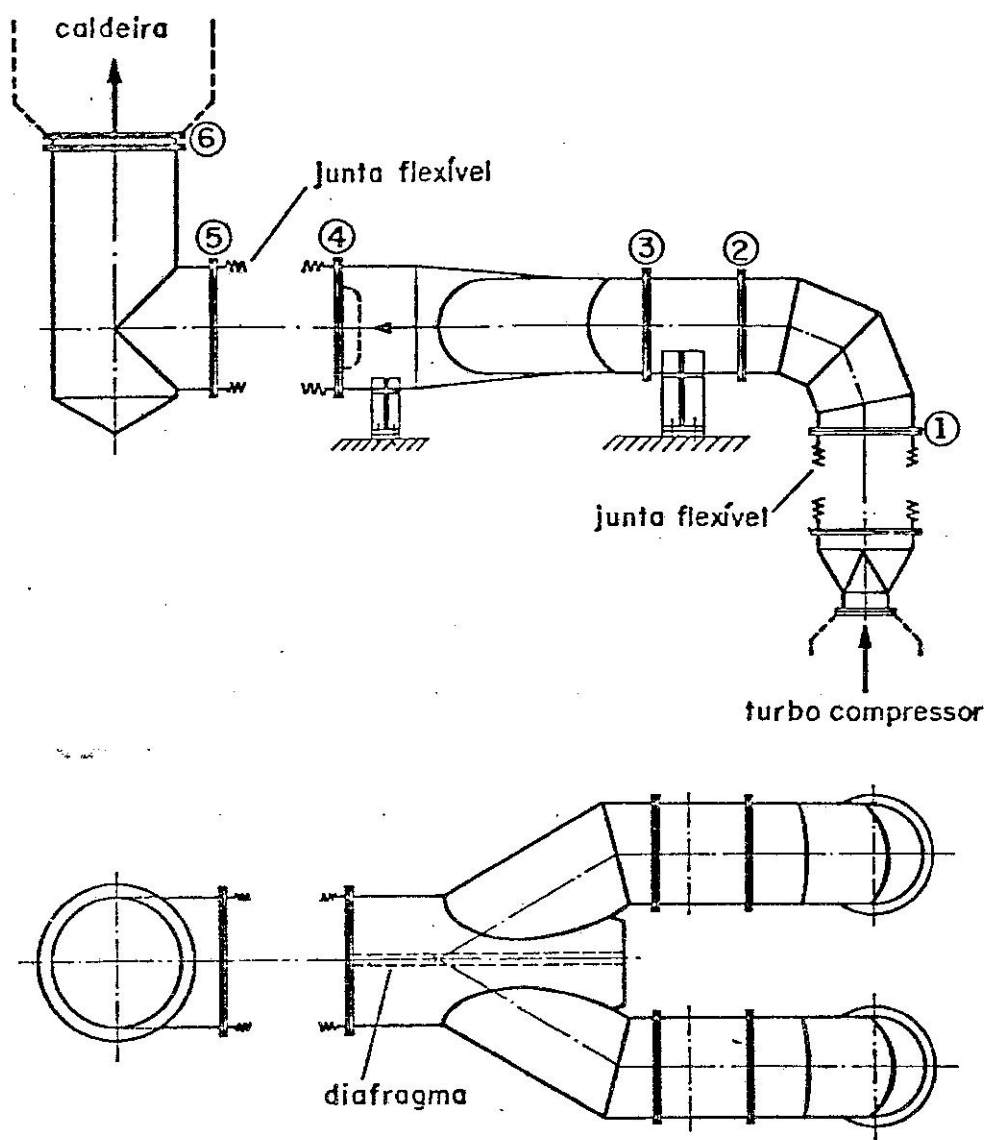


FIGURA 3.1 - TUBULAÇÃO DE DESCARGA DO MOTOR