

PMC

FD-1440

ESTUDO DE CORPOS DE PERFIL NÃO-AERODINÂMICO  
VISANDO A APLICAÇÃO EM MEDIDORES DE VAZÃO DO TIPO VÓRTICE

Kazuto Kawakita

Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP

OK

## RESUMO

Este trabalho descreve uma investigação experimental acerca das propriedades das esteiras de vórtices gerados por corpos cilíndricos de perfil não-aerodinâmico imersos em um escoamento transversal de um fluido.

Utilizando-se da técnica da anemometria de fio quente, foram desenvolvidos testes sistemáticos visando o levantamento do número de Strouhal de cada corpo, além de uma investigação da influência do formato da seção transversal do cilindro na qualidade do sinal de emissão de vórtices. A parametrização do sinal medido, através de uma relação sinal/ruído, permitiu a análise e comparação do desempenho dos diferentes perfis. Adicionalmente, foi determinada a perda de carga imposta ao escoamento por cada tipo de cilindro.

## ABSTRACT

*This work describes an experimental investigation into the properties of the vortex shedding wakes generated by cylindrical bluff bodies of various shapes placed in a cross fluid flow. Particular attention was given to the influence of cross-sectional geometry on the strength of the vortexes, determined from the periodic signal yielded by a hot-wire anemometer probe.*

*The parametrization of the measured signal, in terms of a non-dimensional signal to noise ratio, made possible the analysis and comparison concerning the behaviour of the different bluff-bodies. Additionally, the Strouhal number and the pressure loss of each cylinder was also determined.*

KAZUTO KAWAKITA

ESTUDO DE CORPOS DE PERFIL NÃO-AERODINÂMICO  
VISANDO A APLICAÇÃO EM MEDIDORES DE VAZÃO DO TIPO VÓRTICE

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da USP  
para a obtenção do título  
de Mestre em Engenharia.

São Paulo, 1992



KAZUTO KAWAKITA

Eng. Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1982

ESTUDO DE CORPOS DE PERFIL NÃO-AERODINÂMICO  
VISANDO A APLICAÇÃO EM MEDIDORES DE VAZÃO DO TIPO VÓRTICE

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600009927

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da USP  
para a obtenção do título  
de Mestre em Engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Otávio de Mattos Silveiras  
Departamento de Engenharia Mecânica

São Paulo, 1992



## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVO .....	4
3. JUSTIFICATIVA .....	7
3.1 Vantagens do Medidor de Vazão do Tipo Vórtice .....	8
3.2 Desvantagens do Medidor de Vazão do Tipo Vórtice .....	10
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	19
4.1 As Primeiras Pesquisas .....	21
4.2 Breve Histórico dos Medidores de Vazão do Tipo Vórtice .	24
4.2.1 As Primeiras Invenções .....	25
4.2.1.1 O Medidor da BTH .....	25
4.2.1.2 O Sistema de Medição de Roshko .....	26
4.2.1.3 O Medidor de Shiba .....	26
4.2.1.4 O Medidor de Bird .....	27
4.2.1.5 O Medidor de Mair .....	27
4.2.2 Outros Medidores Industriais do Tipo Vórtice .....	28
5. METODOLOGIA .....	29
5.1 O Sistema de Anemometria .....	30
5.2 Tratamento do Sinal .....	32
5.3 Posicionamento do Sensor .....	36
5.4 Os Corpos Ensaaiados .....	39
5.5 A Bancada de Testes .....	39
6. RESULTADOS .....	43
6.1 Levantamento do Número de Strouhal .....	43
6.2 Análise da Relação Sinal/Ruído .....	65
6.3 Avaliação da Perda de Carga .....	68
6.4 Avaliação do Ruído Devido à Turbulência na Seção de Testes .....	71

7. CONCLUSÕES .....	72
7.1 Perfil 1 - Seção Circular .....	72
7.2 Perfil 2 - Seção Quadrada .....	73
7.3 Perfis 3, 4, 5 e 6 - Seções Triangular e Trapezoidal com Ângulo Variável .....	74
7.4 Perfis 7, 8, 9 e 10 - Seções Retangulares-Trapezoidais e Retangular com Placa Divisora .....	76
8. COMENTÁRIOS FINAIS .....	80
9. REFERÊNCIAS .....	82

## 1. INTRODUÇÃO

O fenômeno da geração de vórtices foi inicialmente estudado por Von Karman (1) por volta de 1911, e baseia-se no fato de que, quando um fluido se move ao redor de um corpo de perfil não-aerodinâmico, ele não é capaz de seguir o contorno superficial na região posterior do mesmo. Conseqüentemente, as linhas do escoamento se separam do corpo e, na região de alta turbulência resultante, ocorre a formação dos vórtices.

Sob determinadas circunstâncias, um mecanismo de realimentação de pressão faz com que vórtices regulares sejam produzidos de ambos os lados do corpo, alternadamente, e a este padrão regular de perturbações é dado o nome de esteira de vórtices de Von Karman. A figura 1.1, a seguir, mostra simplificada o fenômeno.

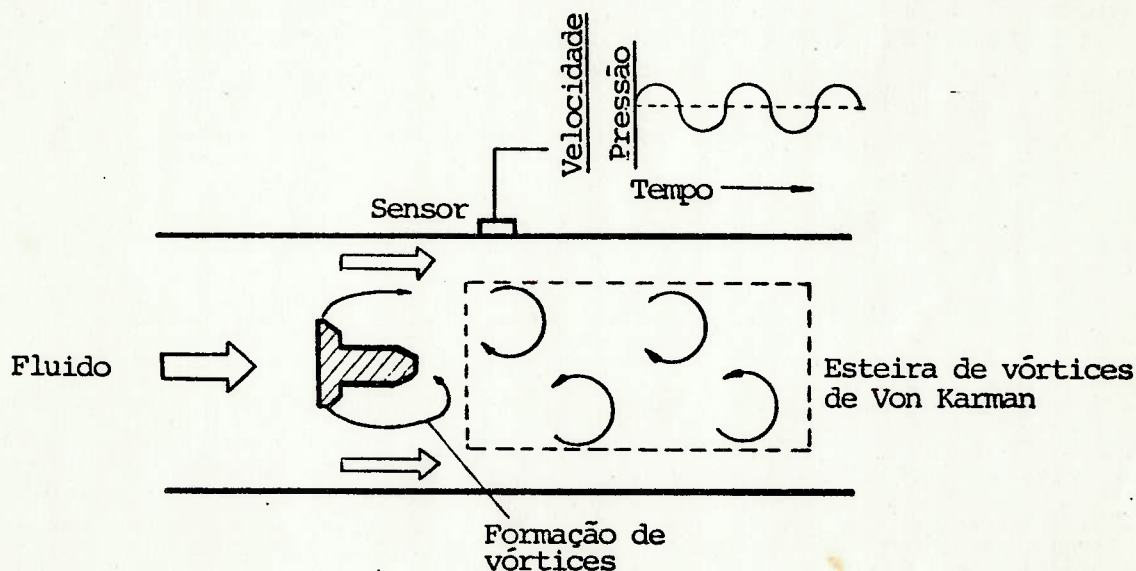


Figura 1.1 O fenômeno da geração de vórtices.

A taxa de emissão destes vórtices é diretamente proporcional à velocidade do escoamento ao longo de uma ampla faixa de velocidades excluindo-se, normalmente, a região onde o escoamento é laminar.



Esta proporcionalidade é definida pelo número de Strouhal, um adimensional que é uma função da frequência, da dimensão característica do corpo e da velocidade do escoamento.

Resulta, portanto, que uma boa estabilidade deste adimensional ao longo de uma ampla faixa do números de Reynolds possibilita a construção de um medidor de vazão com boa versatilidade de operação.

Os primeiros medidores de vazão de fluidos do tipo vórtice possuíam partes móveis seja para a obtenção da instabilidade básica, seja para a detecção de sua frequência. Entretanto, a maioria dos medidores atuais já não incorpora nenhum componente móvel, sendo esta uma de suas maiores vantagens, uma vez que o medidor se torna menos suscetível aos problemas de desgaste, além de permitir a sua uniformidade de fabricação e de desempenho.

Atualmente, os medidores possuem também uma saída linear e digital que possibilita uma boa discriminação, resulta em uma boa exatidão, facilita a transmissão e simplifica a compatibilidade computacional.

Comenta-se que este tipo de medidor esteja substituindo o conjunto placa de orifício com transdutor de pressão diferencial em muitas aplicações; isto porque, entre outras vantagens, ele possibilita a operação dentro de faixas de vazão muito mais amplas.

Devido principalmente à sua novidade, os medidores do tipo vórtice encontraram, no início, algumas dificuldades em estabelecer um lugar no mercado de medidores de vazão. Atualmente, entretanto,

parecem ter conquistado um espaço razoável, embora trabalhos complementares sejam necessários para correlacionar seu desempenho em fluidos de diferentes propriedades, solucionar os problemas de calibração e para avaliar os efeitos de instalação em tubulações industriais e em aplicações específicas.

A participação dos medidores do tipo vórtice no mercado mundial de medidores de vazão tem aumentado continuamente, especialmente nos últimos anos. A título de ilustração, pode-se dizer que, do total de medidores instalados na Grã-Bretanha no ano de 1985, 6% eram do tipo vórtice, contra apenas 1% dos últimos 4 anos anteriores (2).

No Brasil, não dispomos ainda de estatísticas a esse respeito, porém, o que se verifica é que o país sempre segue, aproximadamente, a tendência do mercado externo. Assim, podemos inferir que, uma vez disponível no mercado nacional, este medidor deverá ser bastante utilizado, principalmente em função de suas características favoráveis em aplicações específicas, e não atendidas por outros tipos de medidores.

Atualmente, o medidor pode ser encontrado em refinarias, instalações químicas e petroquímicas, estações geradoras de energia elétrica, linhas de gás e água para consumo público, etc.

Ao contrário do que ocorre na Europa, Estados Unidos e Japão onde vários modelos de medidores de vazão do tipo vórtice já foram patenteados, não há ainda uma tecnologia nacional para a fabricação deste tipo de medidor, sendo que as primeiras pesquisas encontram-se atualmente em andamento.

## 2. OBJETIVO

Este trabalho teve como objetivo o estudo de corpos de perfil não-aerodinâmico ("bluff-bodies"), também denominados de corpos rombudos, visando o desenvolvimento de medidores de vazão de fluidos do tipo vórtice, ainda não fabricados no país.

O princípio de funcionamento deste tipo de medidor baseia-se no fenômeno da geração alternada de vórtices quando do escoamento de um fluido ao redor de um corpo de perfil não-aerodinâmico, sendo que a frequência de formação destes vórtices é diretamente proporcional à velocidade do fluido. Na figura 2.1, a seguir, é mostrado ilustrativamente o medidor e seus principais componentes.

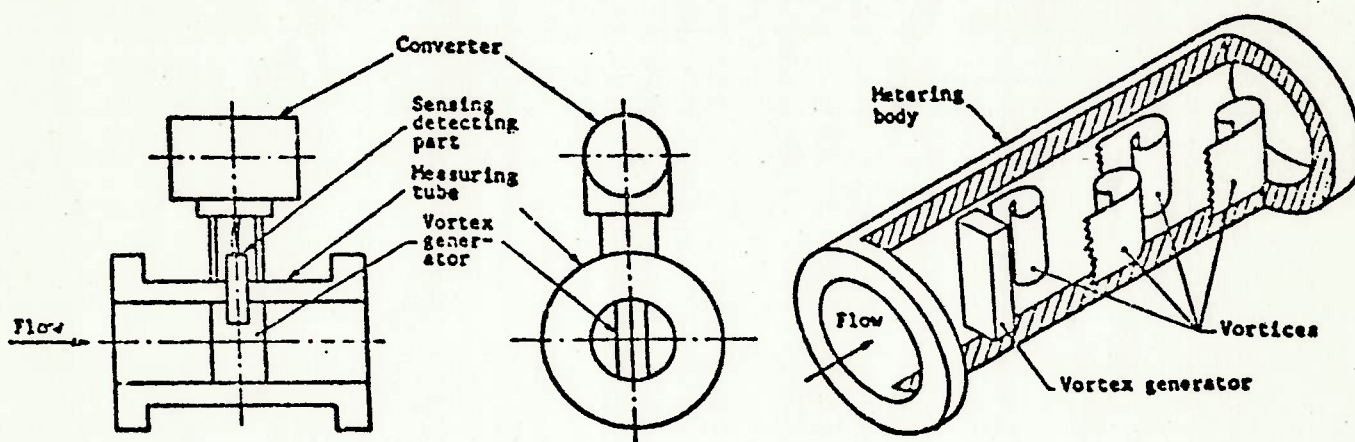


Figura 2.1 O medidor de vazão do tipo vórtice.

Conforme já mencionado anteriormente, para o bom funcionamento deste tipo de medidor, é particularmente importante a definição do perfil mais adequado ao corpo rombudo, dispositivo cuja função é promover a geração de uma esteira uniforme e sensível de vórtices.



Nesse sentido, a linearidade e a faixa de trabalho de um medidor que se utiliza deste fenômeno dependem fundamentalmente do projeto do corpo rombudo. E cada medidor atualmente disponível no mercado externo, em geral, incorpora um corpo de geometria particular patenteado pelo fabricante e por ele supostamente otimizado.

Até o momento não existe disponível um método satisfatório visando a otimização de perfis de corpos rombudos. Uma técnica bastante comum, a da tentativa e erro, é demorada, custosa e não totalmente confiável para o projeto de corpos. Ao mesmo tempo, sabe-se que o método mais correto, baseado na construção de modelos matemáticos e que abrangeria todos os fatores importantes relacionados à geração dos vórtices, não foi ainda desenvolvido.

Nesta situação, onde não existe disponível a formulação de um método teórico claro de projeto baseado em uma modelagem matemática, propôs-se a utilização do sinal de frequência de emissão dos vórtices como uma fonte de informação da qualidade do corpo rombudo, isto é, de sua capacidade de gerar vórtices fortes e regulares.

As pesquisas desenvolvidas nos últimos anos principalmente na Inglaterra (Lucas & Turner, Zanker & Cousins), no Japão (Tsuchiya et alli) e na Polônia (Pankanin), indicaram uma característica comum: a função densidade de espectro de potência do sinal de frequência é um dos parâmetros mais indicados para a determinação da qualidade do sinal de geração dos vórtices.

Com base nesta conclusão, o trabalho a seguir descrito considerou como forma de parametrização da qualidade de um corpo de perfil característico, a análise dos sinais de frequência obtidos nos testes laboratoriais desenvolvidos.

Para esta finalidade, a ferramenta básica utilizada na caracterização e análise dos fenômenos turbulentos provocados por cada perfil de geometria particular foi a técnica de anemometria de fio quente que permite a avaliação da qualidade e da frequência de emissão dos vórtices.

### 3. JUSTIFICATIVA

O desenvolvimento tecnológico no campo da medição de vazão de fluidos veio a atender, de um lado, a crescente exigência por parte da indústria de sistemas cada vez mais eficientes de controle dos processos de produção, motivados principalmente pela busca de produtos de melhor qualidade e a preços competitivos; e de outro, senão o mais importante, a necessidade da quantificação exata dos volumes de fluidos, invariavelmente de alto valor intrínseco, objetos de trocas comerciais como, por exemplo, as efetuadas na indústria do petróleo e petroquímicas.

A grande diversidade de tipos e de modelos de medidores de vazão atualmente disponíveis no mercado não permite a afirmação pura e simples da existência de um medidor melhor ou pior. Tudo depende da aplicação particular a que se destina o instrumento e da relação básica de custo/benefício que se pretende obter no projeto.

Efetuar a medição da vazão de um fluido é, muitas vezes, possível de diversas maneiras, através da utilização de diferentes tipos de medidores. Alguns exemplos de larga aplicação industrial são as placas de orifício, tubos de Venturi, bocais, medidores do tipo turbina, medidores do tipo área variável, eletromagnéticos, medidores do tipo diafragma, etc.

A escolha da opção mais adequada deve levar em consideração, entre outros, os seguintes parâmetros básicos (3): o tipo de fluido a ser medido (gás, líquido, bifásico, sujo ou limpo), suas propriedades (viscosidade, condutibilidade, etc.), as condições de



escoamento (estável, variável, pulsante), a pressão e a temperatura do fluido, as vazões mínima e máxima, o local da medição, o custo da instrumentação, os níveis de segurança e de automatização exigidos, a exatidão e a incerteza desejadas para a medição, etc.

### 3.1 Vantagens do Medidor de Vazão do Tipo Vórtice

Como as especificações de desempenho dos vários tipos de medidores industriais variam umas em relação às outras, não é possível citar características específicas dos medidores do tipo vórtice, porém, no geral, eles se constituem em uma importante opção no campo da medição de vazão uma vez que apresentam as seguintes vantagens (4, 5):

- (a) A grande maioria dos modelos não possui partes móveis.
- (b) Geralmente podem medir tanto gases quanto líquidos, limpos ou relativamente sujos, eletricamente condutores ou não. Sua aplicação para a medição de alguns escoamentos bifásicos é possível (ver a tabela 3.1).
- (c) Desempenho pouco influenciado pela densidade, pressão e temperatura do fluido.
- (d) A pressão máxima de operação é da ordem de 260 bar e a faixa de temperaturas de trabalho é bastante abrangente indo de  $-200^{\circ}\text{C}$  a  $+430^{\circ}\text{C}$ . Isto permite a viabilidade operacional do medidor na maioria das aplicações (ver a tabela 3.1).

- (e) Possuem uma ampla faixa de operação. Uma relação de 20:1, e até 40:1, entre a vazão máxima e a mínima é muitas vezes possível de ser obtida (ver a tabela 3.2).
- (f) Possuem uma elevada linearidade e repetibilidade. Na faixa de medidores que concorre o medidor do tipo vórtice, o instrumento que apresenta o melhor desempenho quanto à repetibilidade é o medidor do tipo turbina, quando novo, com valores entre  $\pm 0,02$  a  $\pm 0,5$  % da leitura em medições de líquidos. Os medidores do tipo vórtice situam-se na faixa entre  $\pm 0,1$  e  $\pm 1$  % da leitura, enquanto os do tipo eletromagnético conseguem algo em torno de  $\pm 0,1$  da leitura e  $\pm 0,2$  % do fundo de escala. Os medidores do tipo placa de orifício, por sua vez, possuem uma repetibilidade que é fortemente dependente da qualidade das instalações e principalmente dos instrumentos secundários (ver a tabela 3.2).
- (g) Boa estabilidade do sinal ao longo do tempo.
- (h) Fornecem saídas analógica e/ou digital, isto é, na forma de pulsos. Uma saída do tipo pulsos simplifica o problema da integração da vazão.
- (i) A calibração não é sujeita a derivação e é bastante reprodutível uma vez mantidas as dimensões físicas, ou seja, não é necessária uma calibração individual de cada medidor.
- (j) Uma vez mantidas as similaridades geométricas, a calibração de um diâmetro nominal de medidor possibilita que a calibração de outros diâmetros seja obtida com exatidão.

- (k) Nas bitolas reduzidas, abaixo de 8", os medidores do tipo vórtice podem ser economicamente mais viáveis do que os medidores por placas de orifício com transdutores de pressão diferencial.
- (l) Podem ser fabricados para operação segura em áreas de risco e com a utilização de materiais resistentes à corrosão.
- (m) A instalação é relativamente simples podendo operar com qualquer orientação de seu eixo ou seja, na horizontal, vertical de baixo para cima, de cima para baixo ou mesmo inclinado (ver a tabela 3.3).
- (n) Apresentam, comparativamente a outros medidores de vazão, custos de instalação, calibração, operação e de manutenção competitivos (ver a tabela 3.4).

### 3.2 Desvantagens do Medidor de Vazão do Tipo Vórtice

Embora possua uma ampla lista de virtudes, o medidor do tipo vórtice não é de modo algum o medidor universal e perfeito. Existe igualmente uma série de problemas e limitações que merecem ser mencionadas, quais sejam:

- (a) Na extremidade inferior da faixa de trabalho existe uma limitação fundamental na medida em que os vórtices se tornam irregulares e instáveis na região de números de Reynolds reduzidos. O número de Reynolds mínimo é da ordem de  $2 \times 10^4$  (ver a tabela 3.1). Obviamente, o problema na extremidade



inferior da faixa de velocidades é minimizado nos casos de valores de diâmetros  $D$  elevados ou, no caso dos gases, em medições a alta pressão.

- (b) Nos medidores de diâmetro pequeno e na extremidade inferior de suas faixas de trabalho, pode haver uma limitação mesmo na presença de vórtices regulares. Esta limitação tem como causa a falta de sensibilidade do detector e da eletrônica associada.
- (c) Na extremidade superior da faixa de operação, as medições de vazão de líquidos realizadas sob baixa pressão podem ser afetadas pelo fenômeno da cavitação do corpo gerador de vórtices.
- (d) Para a medição de vazão de gases, os problemas podem surgir em velocidades extremamente elevadas devido aos efeitos de compressibilidade e acústicos. Nesse caso, se a dimensão da tubulação for da mesma ordem do comprimento de onda da frequência de geração dos vórtices, podem ocorrer ondas estacionárias no interior da linha com prejuízo à calibração do medidor.
- (e) Os efeitos de escoamentos pulsantes e a presença de altos níveis de vibração não foram ainda totalmente investigados, porém, claramente haveria uma perigosa interferência de fases se a frequência de pulsação e/ou vibração se sobrepusesse à faixa de frequência de geração de vórtices.

- (f) Em bitolas maiores, acima de 8", as vantagens econômicas sobre as placas de orifício com transmissores de pressão tendem a diminuir e os medidores vão se tornando relativamente mais caros.
- (g) A perda de carga global de um medidor do tipo vórtice é comparável ao de uma turbina, sendo um pouco menor do que a de uma placa de orifício com relação de diâmetros da ordem de 0,7. Porém, claramente, não se compara favoravelmente com um medidor de vazão do tipo eletromagnético cuja perda de carga imposta ao escoamento é praticamente desprezível (ver a tabela 3.2).
- (h) A exemplo do que ocorre em uma placa de orifício, um medidor do tipo vórtice pode fornecer leituras inexatas se o escoamento na seção de medição for girante ou mesmo se não possuir um perfil de velocidades totalmente desenvolvido. Normalmente, são exigidos trechos retos mínimos de 10 diâmetros de tubulação a montante e 5 a jusante do medidor para a estabilização do escoamento. Em alguns casos o trecho reto a jusante pode ser reduzido para 4 diâmetros e em outros aumentado para até 40 diâmetros (ver a tabela 3.3).

A título de ilustração e com a finalidade de possibilitar a comparação com outros tipos de medidores são fornecidas, nas páginas a seguir, as tabelas 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4, retiradas da norma BS 7405 : 1991 "Selection and application of flowmeters for the measurement of fluid flow in closed conduits" (5).

Group	Type	Maximum pressure (bar)	Temperature range (°C)	Minimum $Re_D$	Gas (G) or Liquid (L)	Two or more phases
1	Orifice	400	< + 650	$3 \times 10^4$	L, G	P
	Venturi	400	< + 650	$10^5$	L, G	P
	Nozzle	400	< + 650	$2 \times 10^4$	L, G	N
2	Variable area	700	- 80 to + 400	No data	L, G	N
	Target	100	- 40 to + 120	$3 \times 10^4$	L, G	S
	Averaging pitot	400	< + 540	$10^4$	L, G	N
	Sonic nozzle	400	< + 650	$2.5 \times 10^4$	G	N
3	Sliding vane	100	- 30 to + 200	$10^3$	L	N
	Oval gear	100	- 15 to + 290	$10^2$	L	N
	Rotary piston	170	- 40 to + 170	$10^2$	L	N
	Gas diaphragm	200	- 30 to + 200	$2.5 \times 10^2$	G	N
	Rotary gas	100	- 40 to + 150	$10^3$	G	N
4	Turbine	3500	- 268 to + 530	} $10^4$	L, G	N
	Pelton	600	- 225 to + 530		L, G	N
	Mechanical meter	70	- 25 to + 200		L, G	N
	Insertion turbine	250	- 50 to + 430		L, G	N
5	Vortex	260	- 200 to + 430	$2 \times 10^4$	L, G	P
	Swirlmeter	100	- 40 to + 110	No data	L, G	N
	Insertion vortex	70	- 30 to + 150	$5 \times 10^3$	L, G	N
6	Electromagnetic	300	- 60 to + 220	No limit	L	S/P
	Insertion electromagnetic	20	+ 5 to + 25	No data	L	N
7	Doppler	*	- 20 to + 80	$5 \times 10^3$	L	S
	Transit time	200	- 200 to + 250	$5 \times 10^3$	L, G	N/P
8	Coriolis	390	- 240 to + 400	$10^2$	L	P
	Twin rotor	400	- 240 to + 350	$10^4$	L	N
9	Anemometer	20	- 200 to + 400	No data	L, G	N
	Thermal mass	300	0 to + 100	No data	L, G	N
10	Tracer	No data	No data	No limit	L, G	P
	Laser	*	No data	No limit	L, G	N

**Key**  
S is suitable  
P is possible  
N is not suitable  
\* is dependent on the rating of the pipe wall

Tabela 3.1 Condições de operação de medidores de vazão.



Table 2.3. Performance factors in meter selection

Group	Type	Linearity (%)	Repeatability (%)	Rangeability	Pressure <sup>1)</sup> drop at maximum flow	Flow parameter measured	Response time
1	Orifice	#	#	3 or 4:1	3/4	R	#
	Venturi	#	#	3 or 4:1	2	R	#
	Nozzle	#	#	3 or 4:1	2/3	R	#
2	Variable area	$\pm 1\% FS$ to $\pm 5\% FS$	$\pm 0.5\% FS$ to $\pm 1\% FS$	10:1	3	R	No data
	Target	NS	NS	3:1	3	R	NS
	Averaging pitot	#	$\pm 0.05\% R$ to $\pm 0.2\% R$	#	1/2	$V_m$	#
	Sonic nozzle	$\pm 0.25\%$	$\pm 0.1\%$	100:1	3/4	R	NS
3	Sliding vane	$\pm 0.1 R$ to $\pm 0.3\% R$	$\pm 0.01 R$ to $\pm 0.05\% R$	10 to 20:1	4/5	T	$> 0.5 s$
	Oval gear	$\pm 0.25\% R$	$\pm 0.05 R$ to $\pm 0.1\% R$	4	4	T	$< 0.5 s$
	Rotary piston	$\pm 0.5 R$ to $\pm 1\% R$	$\pm 0.2 R$	10 to 250:1	4/5	T	$> 0.5 s$
	Gas diaphragm	No data	No data	100:1	2	T	$> 0.5 s$
	Rotary gas	$\pm 1\%$	$\pm 0.2\%$	25:1	2	T	$> 0.5 s$
	Turbine	$\pm 0.15 R$ to $\pm 1\% R$	$\pm 0.02 R$ to $\pm 0.5\% R$	5 to 10:1	3	R	5 ms to 25 ms
4	Pelton	$\pm 0.25 R$ to $\pm 0.2\% R$	$\pm 0.1 R$ to $\pm 0.25\% R$	4 to 10:1	4	R	5 ms to 25 ms
	Mechanical meter	No data	$\pm 1\% FS$	10 to 280:1	3	R	50 ms
	Insertion turbine	$\pm 0.25 R$ to $\pm 5\% R$	$\pm 0.1 R$ to $\pm 2\% R$	10 to 40:1	1/2	$V_p$	5 ms to 25 ms
	Vortex	$\pm 1\% R$	$\pm 0.1 R$ to $\pm 1\% R$	4 to 40:1	3	R	0.5 s minimum
5	Swirlmeter	$< \pm 2\% R$	NS	10 to 30:1	3	R	NS
	Insertion vortex	$\pm 2\%$	$\pm 0.1\% R$	15 to 30:1	1	$V_p$	5 ms
	Electromagnetic	$\pm 0.5\% R$ to $\pm 1\% R$	$\pm 0.1\% R$ to $\pm 0.2\% FS$	10 to 100:1	1	R	$> 0.2 s$
6	Insertion electromagnetic	$\pm 2.5\% R$ to $\pm 4\% R$	$\pm 0.1\% R$	10:1	1	$V_p$	NS
	Doppler	No data	$\pm 0.2\% FS$	5 to 25:1	1	$V_m, R$	
7	Transit time	$\pm 0.1 R$ to $\pm 1\% R$	$\pm 0.2\% R$ to $\pm 1\% FS$	10 to 300:1	1	R	0.02 s to 120 s
	Coriolis	NS	$\pm 0.1 R$ to $\pm 0.25\% R$	10 to 100:1	2/5	R	0.1 s to 3600 s
8	Twin rotor	No data	No data	10 to 20:1	3/4	R	50 ms
	Anemometer	No data	$\pm 0.2\% FS$	10 to 40:1	2	$V_p$	No data
9	Thermal mass	$\pm 0.5 FS$ to $\pm 2\% FS$	$\pm 0.2\% FS$ to $\pm 1\% R$	10 to 500:1	2	R	0.12 s to 7 s
	Tracer	No data	No data	Up to 1000:1	1	$V_m$	No data
10	Laser	No data	$\pm 0.5\% R$	Up to 2500:1	1	$V_p$	No data

NS indicates not specified

# is dependent on differential pressure measurement

 $V_p$  is the point velocity

% R is the percentage flow rate

% FS is the percentage full scale

R is the flow rate

T is the volume flow

 $V_m$  is the mean velocity

1) 1 is low; 5 is high

Tabela 3.2 Fatores de desempenho de medidores de vazão.

Table 2.5. Selection by installation constraints							
Group	Type	Orientation	Direction	Quoted range of upstream lengths	Quoted range of minimum downstream lengths	Filter	Pipe bore range
1	Orifice	H, VU, VD, I	U, B	5D 80D	2D 8D	N	mm 6 to 2600
	Venturi	H, VU, VD, I	U	0.5D 29.5D	4D	N	> 6
	Nozzle	H, VU, VD, I	U	5D 80D	2D 8D		
2	Variable area	VU	U	0D	0D	P	2 to 600
	Target	H, VU, VD, I	U	6D/20D	3.5D/4.5D	N	12 to 100
	Averaging pitot	H, VU, VD, I	U, B	2D/25D	2D 4D	P	> 25
	Sonic nozzle	H, VU, VD, I	U	> 5D	> 0D	N	≥ 5
3	Sliding vane	H, VU, VD, I	U	0D	0D	R	25 to 250
	Oval gear	H	U	0D	0D	R	4 to 400
	Rotary piston	H, VU, VD, I	U	0D	0D	R	6 to 1000
	Gas diaphragm	H	U	0D	0D	N	20 to 100
	Rotary gas	H, VU, VD, I	U, B	0D 10D	0D 5D	R	50 to 400
4	Turbine	H, VU, VD, I	U, B	5D 20D	3D 10D	P	5 to 600
	Pelton	H, VU, VD, I	U	5D	5D	R	4 to 20
	Mechanical meter	H, VU, VD, I	U	3D 10D	1D 5D	R	12 to 1800
	Insertion turbine	H, VU, VD, I	U, B	10D 80D	5D 10D	P	> 75
5	Vortex	H, VU, VD, I	U	1D 40D	5D	N	12 to 200
	Swirlmeter	H, VU, VD, I	U	3D	1D	N	12 to 400
	Insertion vortex	H, VU, VD, I	U	20D	5D	N	> 200
6	Electromagnetic	H, VU, VD, I	U, B	0D 10D	0D 5D	N	2 to 3000
	Insertion electromagnetic	H, VU, VD, I	U, B	25D	5D	N	> 100
7	Doppler	H, VU, VD, I	U, B	10D	5D	N	> 25
	Transit time	H, VU, VD, I	U, B	0D 50D	2D 5D	N	> 4
8	Coriolis	H, VU, VD, I	U	0D	0D	N	6 to 150
	Twin rotor	H, VU, VD, I	U	20D	5D	N	6 to 150
9	Anemometer	H, VU, VD, I	U, B	10D 40D	No data	R	> 25
	Thermal mass	H, VU, VD, I	U	No data	No data	R	2 to 300
10	Tracer	H, VU, VD, I	U, B	#	#	N	Unlimited
	Laser	H, VU, VD, I	U, B	0D	0D	P	
<b>Key</b> H is horizontal flow VU is upward vertical flow VD is downward vertical flow I is inclined flow # is mixing length U is uni-directional flow B is bi-directional flow R is recommended N is not necessary P is possible							

Tabela 3.3 Fatores de instalação de medidores de vazão.

Table 2.7. Selection by economic factors						
Group	Type	Installation costs	Calibration costs	Operation costs	Maintenance costs	Spares costs
1	Orifice	2 4	1	3	2	1
	Venturi	4	1 4	2	3	3
	Nozzle	3	3	2	3	2
2	VA	1/3	2	2	1	1
	Target	3	3	2	3	3
	Averaging pitot	2	3	2	2	2
	Sonic nozzle	2	1	3 4	2	1
3	Sliding vane	3	5	4	4	5
	Oval gear	3	4	4	4	5
	Rotary piston	3	3	3	3	4
	Gas diaphragm	3	3	1	2	2
	Rotary gas	3	4	3	3	3
4	Turbine	3	4	3	4	4
	Pelton	4	3	3	4	3
	Mechanical meter	3	2	2	3	3
	Insertion turbine	2	3	2	2	3
5	Vortex	3	3	3	3	3
	Swirlmeter	3	4	3	3	3
	Insertion vortex	2	3	2	3	3
6	Electromagnetic	3	3	1	3	3
	Insertion electromagnetic	2	3	2	3	2
7	Doppler	1 3	1	1	3	2
	Transit time	1 3	3	1	3	2
8	Coriolis	3	4	4	3	3
	Twin rotor	3	3	3	3	3
9	Anemometer	3	2	1	3	3
	Thermal mass	3	4	2	4	3
10	Tracer	2	-	4	2	4
	Laser	5	-	4	5	5
<b>Key</b> 1 is low 5 is high						
NOTE. For purchase price see (a) and (b) of figure 2.6.						

Tabela 3.4 Fatores econômicos de medidores de vazão.



Mesmo atualmente, o medidor do tipo vórtice, em determinadas bitolas e faixas de trabalho, proporciona ao usuário um instrumento com um desempenho melhor a um custo mais baixo do que o conjunto placa de orifício + transdutor de pressão diferencial com relação à repetibilidade, linearidade, faixa de trabalho e perda de carga.

Acredita-se que a distribuição atual do mercado europeu de medidores de vazão por placas de orifício seja aproximadamente a apresentada na tabela 3.5, a seguir. (5).

Dimensão Nominal da Placa de Orifício	Porcentagem do Mercado (%)	Total Acumulativo (%)
Até 2"	13	13
Entre 2" e 3"	17	30
" 3" e 4"	18	48
" 4" e 6"	27	75
" 6" e 8"	15	90
" 8" e 10"	6	96
Acima de 10"	4	100

Tabela 3.5 Distribuição do mercado de medidores de vazão por placas de orifício.

Uma observação interessante é a de que, como os medidores do tipo vórtice de até 6" podem ser fabricados de uma maneira mais econômica do que a correspondente placa de orifício + transdutor de pressão, conclui-se que, sob o aspecto econômico, o medidor poderia competir com 75% do mercado total das placas de orifício.

Este número se torna significativo se considerarmos que aproximadamente 48% do mercado europeu de medidores de vazão de fluidos é atualmente representado pelo conjunto placa de orifício mais transdutor de pressão diferencial.

Uma vez que grande parte dos projetos dos medidores do tipo vórtice atualmente disponíveis resultaram de determinados procedimentos empíricos baseados em um entendimento qualitativo ao invés de um tratamento matemático, não existe uma certeza de que o melhor projeto foi alcançado. É, portanto, razoável se esperar que o desempenho destes medidores de vazão seja cada vez mais melhorado na medida em que algumas de suas limitações forem sendo solucionadas.

O fenômeno da geração de perturbações a partir de corpos delgados de seção circular já foi estudado extensivamente devido à sua importância no projeto de sistemas de transmissão de energia elétrica, na construção de chaminés altas, no alívio de vibrações induzidas pelo escoamento, em problemas de ruídos em trocadores de calor, etc.

Por outro lado, os dados disponíveis sobre a esteira instável produzida por cilindros não-circulares como, por exemplo, cilindros quadrados, triangulares, elípticos, de seção em D, e outros perfis, de interesse potencial para a engenharia, não são tão extensos quanto as informações existentes para cilindros circulares.

Adicione-se a isso o fato de que a maioria dos resultados das investigações levadas a cabo pelos fabricantes não são divulgadas, por questões óbvias de interesse mercadológico. Assim, a alternativa mais vantajosa para o projeto de um novo modelo de medidor acaba sendo o desenvolvimento a partir de modelos já existentes para adequá-los à função proposta, melhorar seu desempenho e reduzir algumas de suas limitações.

#### 4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um levantamento bibliográfico realizado sobre o assunto mostra que a literatura existente é relativamente recente na medida em que a geração de vórtices, embora conhecido há séculos, é um fenômeno cuja importância a nível de pesquisa têm aumentado apenas nas últimas três décadas. Na realidade, somente a partir de 1968 é que esta técnica começou a ser aplicada para fins de medição de vazão de fluidos.

Deriva deste fato que a maior concentração de informações úteis à alguma aplicação tecnológica encontra-se não em livros, porém na forma de artigos publicados por pesquisadores da área em congressos, conferências, periódicos, etc.

Na maioria das vezes, as pesquisas realizadas têm como objetivo diminuir a ocorrência das perturbações induzidas pelo escoamento e, conseqüentemente, minimizar os efeitos do fenômeno. É o caso das vibrações provocadas pelo vento nas linhas de transmissão de energia elétrica, em chaminés e edificações de perfil característico, etc.

Entretanto, ao contrário das anteriores, existem aplicações cujo objetivo é a incrementação da perturbação e a sua utilização controlada. Dois exemplos que poderiam ser citados são, primeiro, a utilização de geradores de vórtices para a melhoria dos processos de troca de calor (6) e, segundo, obviamente sua aplicação na medição de vazão de fluidos.



Historicamente, a primeira referência prática ao efeito da geração de vórtices foi feita pelos antigos gregos que descobriram os "tons aeolianos" produzidos pela ação do vento em fios tensionados.

Nos dias atuais, o mesmo efeito pode ser observado quando um vento transversal age sobre os fios de telefone ou de transmissão de energia elétrica produzindo um som audível e característico.

Em ambos os casos, a vibração é na realidade causada pelas flutuações alternadas de pressão que ocorrem nas laterais do fio durante a formação dos vórtices individuais.

Os vórtices, em si, não causam a vibração uma vez que são um subproduto da perturbação hidrodinâmica que ocorre na superfície do fio. Entretanto, as flutuações de pressão, associadas com a esteira móvel de vórtices, podem induzir vibrações em outros objetos no caminho a jusante.

Até recentemente, a geração de vórtices era considerado apenas como um fenômeno natural interessante ou como um assunto para estudos científicos gerais dirigidos a projetos aeronáuticos, onde foi reconhecido por seu efeito potencialmente danoso. Por exemplo, os vórtices gerados pela asa de um avião podem induzir vibrações na sua empenagem, o que pode, então, levar à fadiga e trincas nessas superfícies. Por esta razão, procura-se instalar os profundores dos aviões em uma posição mais elevada, fora da esteira de vórtices.

Provavelmente, o efeito mais espetacular da geração de vórtices foi a destruição da Ponte de Tacoma nos Estados Unidos no dia 7 de novembro de 1940, somente 4 meses após a sua conclusão. A vibração ressonante do leito da ponte, provocada pela ação do vento, alcançou uma amplitude de 9 metros o que acabou por ocasionar a sua completa destruição.

#### 4.1 As Primeiras Pesquisas

A primeira observação científica do fenômeno de formação de vórtices foi feita em 1513 por Leonardo da Vinci, que produziu esquemas bastante realistas acerca da geração de vórtices atrás de corpos estacionários, porém não percebeu que os vórtices eram gerados segundo um padrão alternado.

Conforme mencionado anteriormente, as duas fileiras de vórtices dispostas em "zigue-zague", e que ocorrem atrás de um corpo imerso em um escoamento ou movendo-se em um fluido são chamadas de esteira de vórtices de Von Karman.

Esta esteira foi observada pela primeira vez em 1878 (7) por Cenek Vincent Strouhal, um cientista tcheco-eslovaco [1850-1922]. Strouhal representou aproximadamente a frequência de geração de vórtices, assumindo que ela era proporcional à velocidade do escoamento, da seguinte maneira:

$$f = (1/6)(v/d) \tag{4.1}$$

onde:  $v$  = velocidade do escoamento

$d$  = dimensão base do corpo gerador de vórtices.

A partir da ilustração da esteira de vórtices mostrada na figura 4.1, pode-se verificar que existem três variáveis independentes, quais sejam:

$a$  = distância entre dois vórtices consecutivos de uma mesma fileira,

$h$  = distância entre as fileiras de vórtices, e

$k$  = a vorticidade de cada vórtice.

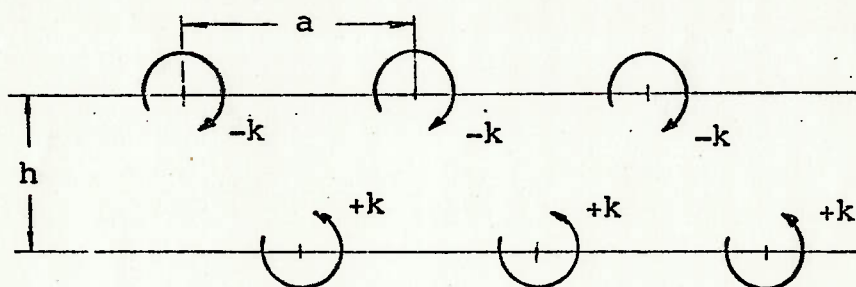


Figura 4.1 A esteira de vórtices de Von Karman.

Desde então, a sua investigação experimental e a análise teórica do fenômeno foram desenvolvidas por outros pesquisadores, a exemplo de A. Mallock (8) [1907] e V. Karman (1) [1911].

Nesta época, V. Karman apresentou a sua célebre teoria referente à esteira de vórtices o que estimulou uma grande quantidade de pesquisas sobre o assunto e que, mesmo nos dias de hoje, não dispõe ainda de um tratamento teórico adequado que explique o mecanismo de geração periódica de vórtices, alternadamente de ambos os lados de um corpo de perfil não-aerodinâmico imerso em um escoamento de um fluido.



V. Karman estabeleceu que a esteira de vórtices de um fluido ideal move-se com estabilidade quando:

$$\cosh \left[ \frac{h}{a} \right] = 2^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

Mais tarde, por volta de 1915, Rayleigh (9) introduziu a relação adimensional:

$$S = f d / v \quad (4.3)$$

onde  $S$  é conhecido como o número de Strouhal. Então, se  $S$  permanecesse constante para uma determinada dimensão base  $d$ , a frequência  $f$  poderia ser linearmente relacionada à velocidade  $v$ , o que é uma relação ideal para um medidor de vazão.

Os trabalhos experimentais realizados na época mostravam que ao longo de uma faixa de números de Reynolds de  $3 \times 10^4$  a  $1 \times 10^5$ , o número de Strouhal é constante para a maioria dos tipos de corpos rombudos, porém o seu valor é dependente da geometria do perfil.

Em 1930, S. Tomochika (10), considerando uma perturbação mais geral, estabeleceu que a presença das paredes de um canal aumentava a estabilidade da esteira de vórtices.

Mais recentemente, ainda dentro da longa história de estudos sobre geração de vórtices, Roshko (11) [1952] e outros desenvolveram trabalhos extensivos sobre o assunto o que acabou por mostrar, por volta de 1954, que o fenômeno da geração de vórtices poderia formar a base para um novo tipo de medidor de vazão de fluidos.

Por outro lado, com o passar dos anos, apenas algumas pesquisas foram realizadas no sentido da utilização prática deste fenômeno. Somente a partir de meados da década de 60 é que a maioria das investigações começaram a ser incentivadas visando a construção de um medidor digital de vazão baseado na geração de vórtices, entre os quais podem ser citadas as pesquisas feitas por Tsuchiya (12) [1967] e H. Yamazaki (13) [1967].

A teoria básica utilizada baseava-se invariavelmente no fato de que, em uma faixa apropriada de números de Reynolds, a frequência de emissão de vórtices era proporcional à velocidade da corrente, a menos de alguns erros de medição.

Desde então, vários métodos de detecção da frequência de formação dos vórtices foram sendo investigados paralelamente às pesquisas de corpos e mecanismos geradores de perturbações.

#### 4.2 Breve Histórico Sobre os Medidores de Vazão do Tipo Vórtice

O desenvolvimento histórico dos medidores de vazão do tipo vórtice é interessante, na medida em que tentamos responder à seguinte questão: por que se demorou quase um século, a partir do trabalho básico de Strouhal acerca da geração de vórtices, até a construção de um medidor de vazão baseado neste princípio?

A possibilidade de se medir a vazão através deste método realmente interessante já era do conhecimento dos pesquisadores por quase um século mas, a exemplo do caso dos medidores de vazão

eletromagnéticos, houve um longo período de espera para a superação de parte dos problemas tecnológicos.

Havia dois problemas principais a serem resolvidos: o primeiro era o de se encontrar um método de geração de vórtices capaz de obter uma emissão regular que tivesse uma relação linear da frequência com a velocidade do fluido, e o outro era desenvolver uma técnica de se gerar e medir sinais adequados correlacionando-os com a emissão de vórtices sob as condições de um elevado nível de ruído de fundo.

#### 4.2.1 As Primeiras Invenções

São apresentados, a seguir, alguns dos primeiros modelos de medidores inventados e cujo funcionamento se baseava na utilização do fenômeno da geração de vórtices.

##### 4.2.1.1 O Medidor da BTH

Talvez a primeira tentativa de se fabricar um medidor de velocidade por este princípio tenha sido a descrita na Patente Inglesa de nº 407.819, detida pela BTH (14) e registrada em 1934. Tratava-se de uma invenção destinada à medição da velocidade de aviões. O instrumento constituía-se de uma haste pivotada, cuja parte de baixo do pivô era exposta ao escoamento e oscilava devido à geração de vórtices, enquanto a parte superior da articulação formava o sistema de detecção da frequência, contendo um conversor elétrico digital/analógico e que era a parte principal da patente.



Desse modo, o primeiro medidor do tipo vórtice possuía partes móveis e introduziu a utilização da eletrônica digital na área. Este era um exemplo de um corpo projetado para se mover sob a ação das forças hidrodinâmicas flutuantes que criavam as emissões de vórtices.

#### 4.2.1.2 O Sistema de Medição de Roshko

Os exaustivos trabalhos de Roshko sobre a geração de vórtices resultaram em um medidor construído para a finalidade específica de medição de baixas velocidades em um túnel de vento, onde os tubos de Pitot não conseguem uma boa precisão de leitura.

O medidor constituía-se de uma corda de piano atravessando o túnel, com a finalidade de gerar vórtices, e um anemômetro de fio quente para detectar a frequência. Ou seja, era muito mais um equipamento dispendioso e destinado a pesquisas laboratoriais do que propriamente um medidor industrial. Além do mais, a frequência não era uma função linear da velocidade, exigindo-se o conhecimento prévio do número de Reynolds para a obtenção da velocidade.

#### 4.2.1.3 O Medidor de Shiba

A próxima invenção pode ser, talvez, atribuída a H. Shiba (15) que em 1960 descreveu um modelo experimental de um medidor de velocidade para barcos. Este medidor utilizava o fato de que a velocidade de um corpo movendo-se na água e o número de vórtices

sendo gerados a jusante do mesmo eram proporcionais. Neste instrumento, a força provocada pelos vórtices era detectada por uma placa triangular e um pulso era retirado através de uma barra de torque e transformado em um sinal de saída D/A.

#### 4.2.1.4 O Medidor de Bird

Na Inglaterra, o segundo medidor do tipo vórtice está descrito em uma patente, registrada em 1964, e detida por Bird (16) para um sistema de navegação de um navio. Neste caso, foi utilizado um corpo fixo para a geração dos vórtices e, a jusante, uma espécie de bandeira pivotada para detectar a frequência das perturbações. A bandeira era ou conectada rigidamente a um corpo pivotado, ou, em uma outra forma da invenção, o corpo era fixo e a bandeira era independentemente pivotada.

#### 4.2.1.5 O Medidor de MAIR

Em 1965, Mair (17) estudou a combinação de um cilindro e um disco ligados rigidamente um ao outro. Porém, neste caso o eixo do cilindro era paralelo à direção do escoamento. Mair verificou que a frequência das oscilações era diretamente proporcional à velocidade do escoamento.

Esta forma de construção era interessante na medida em que a geração de vórtices possuía uma forma tridimensional se comparada com a forma bidimensional associada aos cilindros cujos eixos são normais ao escoamento.

A partir destes trabalhos, foram realizadas inúmeras pesquisas na área. Entretanto, a baixa confiabilidade da eletrônica digital disponível na época restringiu maiores desenvolvimentos.

Entretanto, ainda nos anos 60, presenciou-se um amplo esforço no desenvolvimento de medidores de vazão do tipo vórtice uma vez que seu potencial para uma solução digital e linear de um instrumento sem partes móveis havia sido comprovado.

#### 4.2.2 Outros Medidores Industriais do Tipo Vórtice

As virtudes dos medidores do tipo vórtice atraíram outros fabricantes de instrumentos que decidiram desenvolver suas próprias versões e assim, novos medidores apareceram no mercado tais como o da Kent Instruments, Yokogawa, Foxboro, Schlumberger, Westinghouse, Disa Elektronik e Fischer & Porter. Na figura 4.2 são fornecidos os perfis utilizados por alguns fabricantes.

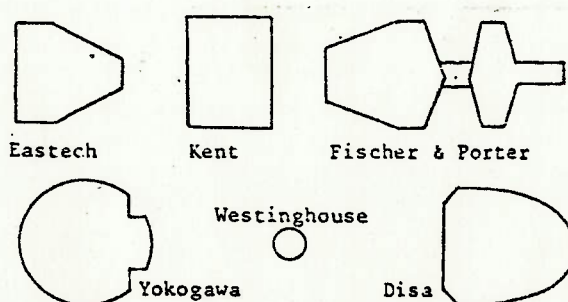


Figura 4.2 Perfis de corpos geradores de vórtices utilizados por alguns fabricantes.



## 5. METODOLOGIA

No presente trabalho, foram desenvolvidos testes sistemáticos visando a investigação da influência do perfil transversal na qualidade do sinal de emissão de vórtices a partir de corpos rombudos. Adicionalmente, foram realizadas medições da qualidade deste sinal, utilizando-se como parâmetro a relação sinal/ruído para uma avaliação dos efeitos provocados por alterações geométricas realizadas nos corpos.

O método de otimização de corpos geradores de vórtices utilizado é um método semi-empírico, originalmente sugerido por Lucas e Turner (19). Ele se baseia na utilização do sinal obtido através da medição da emissão de vórtices com o anemômetro de fio quente como uma fonte de informação da qualidade do perfil testado.

A característica fundamental deste método de otimização é que o mesmo permite uma parametrização da qualidade do cilindro imerso em um escoamento como corpo gerador de vórtices. Ele cria, assim, a possibilidade de uma comparação quantitativa de corpos de diferentes geometrias e dimensões.

Sob este aspecto, grande parte dos trabalhos anteriores poderiam ser criticados pela falta de uma definição rigorosa acerca da "qualidade" do sinal de geração de vórtices. Ou seja, no início a maioria dos pesquisadores parece ter avaliado a qualidade do sinal a partir de uma simples inspeção visual dos resultados de um anemômetro de fio quente, obtidos por meio de osciloscópios.

## 5.1 O Sistema de Anemometria

A ferramenta básica utilizada na caracterização e análise dos fenômenos turbulentos de cada perfil foi a técnica de anemometria de fio quente que possibilita a avaliação da intensidade e da frequência de geração dos vórtices. O sistema de anemometria de fio quente utilizado foi do tipo temperatura constante modelo DISA CTA-56C01 com uma ponte do tipo 56C17 (ver a foto 5.1).

O anemômetro de fio quente é, basicamente, um transdutor térmico. Ou seja, ele mede a velocidade de um escoamento pela detecção das transferências de calor a partir de um pequeno sensor eletricamente aquecido e imerso no fluido. Suas dimensões, normalmente reduzidas, e sua elevada frequência de resposta fazem dele especialmente adequado ao estudo de detalhes de escoamentos, particularmente dos turbulentos (20).

O elemento sensor de fio quente, é disponível em várias configurações, sendo que a mais comum consiste de um fio extremamente fino, da ordem de 5 micra de diâmetro e com cerca de 1 mm de comprimento, normalmente de tungstênio, platina ou platina-irídio, ligado a duas hastes suportadas por uma sonda de aproximadamente 2 mm de diâmetro (ver figura 5.1).

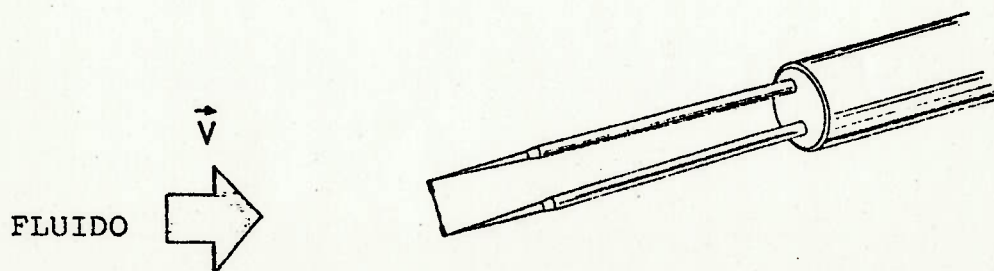


Figura 5.1 O sensor do anemômetro de fio quente.

As duas extremidades do fio são conectadas por meio de um cabo coaxial ao anemômetro propriamente dito.

O anemômetro contém todo o circuito necessário à passagem de uma corrente elétrica de aquecimento pelo fio, ao controle dessa corrente sob condições variadas de escoamento e à medição da taxa de troca de calor por convecção entre o fio e o fluido.

Muito embora o fio delgado seja extremamente frágil, sua reduzida inércia térmica permite que o mesmo responda rapidamente às variações de velocidade de um escoamento turbulento, atingindo, com circuitos eletrônicos adequados, frequências superiores a 1 MHz.

Óbviamente, a banda de frequências utilizada durante os testes realizados se caracterizou por ser infinitamente menor que este limite, não ultrapassando os 500 Hz.

Na figura 5.2, a seguir, é apresentado o diagrama de bloco de um sistema de anemometria de fio quente do tipo temperatura constante.

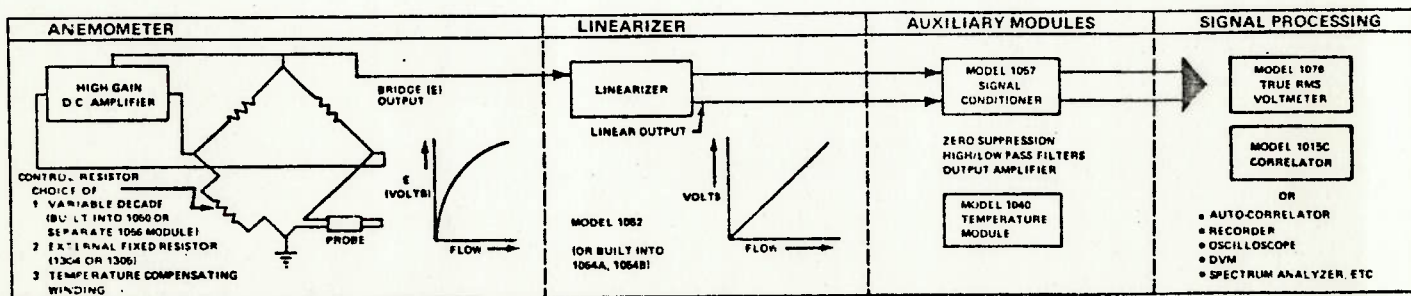


Figura 5.2 Diagrama de bloco do sistema de anemometria de fio quente.



## 5.2 Tratamento do Sinal

O processamento do sinal medido através do anemômetro de fio quente foi feito utilizando-se um analisador de espectro digital da YOKOGAWA, modelo 3655E, que apresenta o sinal de geração de vórtices além do espectro de amplitudes em função da frequência dos sinais de emissão de vórtices.

O sinal de geração de vórtices, obtido através de uma sonda de anemômetro imersa na esteira do escoamento a jusante de um obstáculo, é constituído basicamente de dois componentes que são:

- (i) o sinal devido às flutuações de larga escala na velocidade induzidas pela emissão de vórtices e,
- (ii) o ruído, de natureza aleatória, devido à turbulência de fundo.

A figura 5.3, a seguir, ilustra um tipo de sinal de frequência medido na esteira de vórtices por meio de um anemômetro de fio quente.

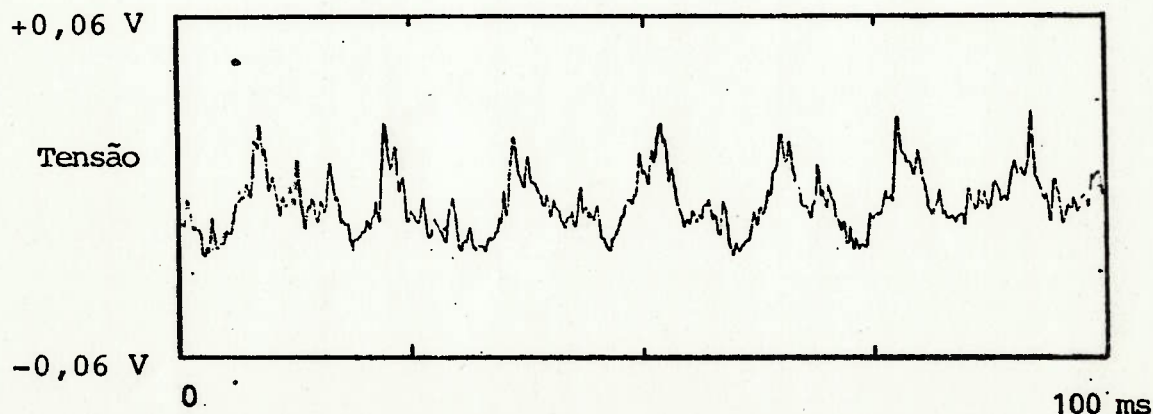


Figura 5.3 Sinal de frequência de um processo de geração de vórtices medido através de um anemômetro de fio quente.

Por sua vez, a figura 5.4 mostra um espectro de amplitudes típico de um processo de geração de vórtices medido pelo anemômetro de fio quente e fornecido pelo analisador.

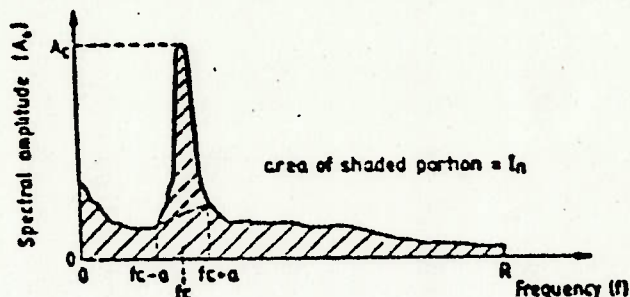


Figura 5.4 Espectro de amplitudes de um sinal de geração de vórtices medido através de um anemômetro de fio quente.

O pico espectral afilado ocorre na frequência predominante da geração de vórtices  $f_c$ , com uma amplitude espectral de valor  $A_c$ . Esta amplitude espectral  $A_c$  pode ser interpretada como sendo o valor r.m.s. ("root mean square") daquela parcela do sinal do escoamento de esteira que ocorre devido às flutuações periódicas de velocidade, de maior intensidade, associadas à emissão de vórtices. O restante do espectro de amplitudes está, portanto, relacionado à natureza não-periódica e altamente turbulenta das perturbações medidas pelo anemômetro.

Um dos problemas, neste estágio, constituiu-se na definição dos limites de frequência para o pico espectral produzido pela geração de vórtices. Segundo Lucas e Turner, os limites de frequência poderiam ser definidos nas frequências  $f_c + a$  e  $f_c - a$ , onde  $a$  é uma relação constante e proporcional a  $R$ , o limite superior de frequência escolhido para o instrumento. Assim, a área rachureada na figura 5.4 poderia ser considerada como representativa do espectro de amplitudes da turbulência aleatória de fundo.

Entretanto, a definição destes limites é difícil de ser feita adequadamente uma vez que a largura da banda de frequências do pico espectral pode ser um pouco mais ou um pouco menos afilada para um determinado corpo do que para outro.

Além disso, devemos considerar que o formato do pico espectral é bastante influenciado pelas próprias condições do escoamento presente no momento exato da medição, ou seja as variações mínimas na vazão provocam, conseqüentemente, variações na frequência, muito embora em torno da frequência principal.

Nesse sentido, com o objetivo de se uniformizar a análise para todos os testes comparativos realizados com os cilindros de diferentes geometrias adotou-se, diferentemente do proposto por Lucas e Turner, a área integral sob a curva do espectro de amplitudes como representativa de ruídos devido a turbulências e aos demais fenômenos indesejáveis à medição, considerando-se apenas como sinal de interesse aquele referente à frequência  $f_c$ .

A seguir, a fim de possibilitar uma comparação quantitativa da geração de vórtices a partir dos vários tipos de corpos, o espectro de amplitudes da figura 5.4 foi, então, idealizado na forma apresentada na figura 5.5, a seguir.

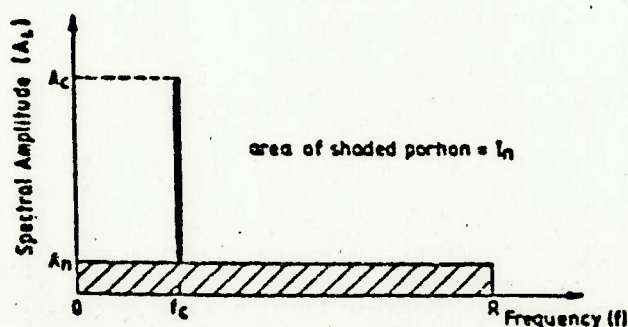


Figura 5.5 Idealização do espectro de amplitudes.



A área ( $I_n$ ) da porção retangular rachureada do espectro de amplitudes idealizado poderia, então, ser igualado à área da porção rachureada do espectro de amplitudes real.

Desta maneira, a amplitude espectral média devida à turbulência aleatória de fundo, para componentes espectrais pertencentes à faixa de 0-R, poderia ser representada como sendo  $A_n = I_n/R$ .

Através deste espectro de amplitudes idealizado, foi possível calcular uma relação adimensional de sinal/ruído (S/N) igual à relação do valor de pico do espectro de amplitude  $A_c$  pela amplitude média do espectro de fundo  $A_n$ , ou seja  $S/N = A_c/A_n$ .

Novamente, deve-se enfatizar o fato de que o limite superior de frequência R exerce uma forte influência na amplitude média do sinal de ruído  $A_n$ .

Uma vez obtidos os gráficos dos sinais de frequência e do espectro de amplitudes da geração de vórtices para um dado corpo e a uma determinada vazão, os mesmos foram impressos em carta via "plotter" do analisador. O nível de ruído de fundo pode, então, ser calculado através de uma integração.

O valor de pico do espectro de amplitude  $A_c$  foi lido diretamente a partir do analisador de espectro, juntamente com o limite superior da faixa de frequências R. Assim, foi possível

O esquema de montagem dos equipamentos utilizados no processamento do sinal é mostrado na figura 5.6.

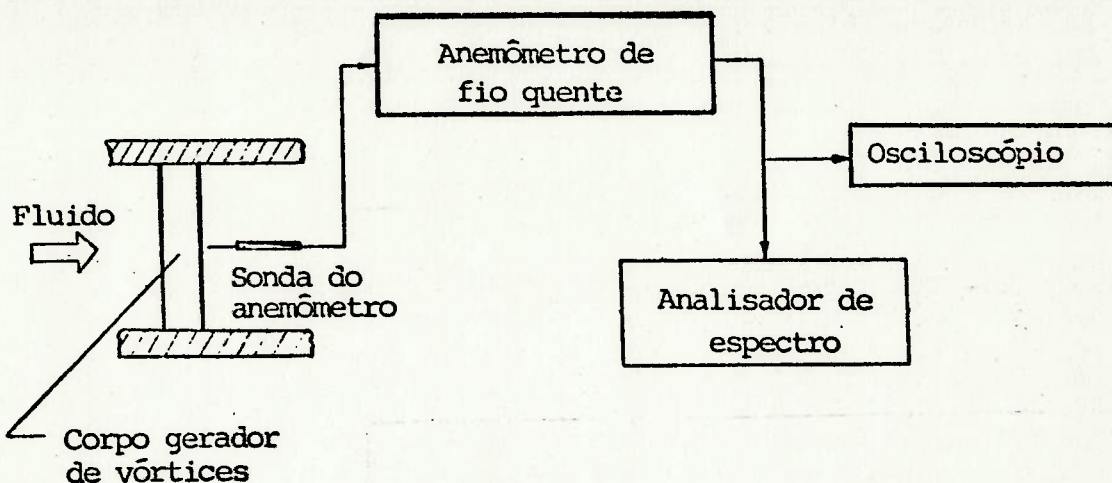


Figura 5.6 Esquema do sistema de medição da relação sinal/ruído.

Deve-se ressaltar que o método de otimização utilizado, não objetiva determinar outras características intrínsecas de um medidor de vazão do tipo vórtice tais como linearidade, repetibilidade, faixa de operação, perda de carga, etc. Entretanto, no decorrer dos trabalhos laboratoriais desenvolvidos houve a possibilidade de se avaliar alguns destes parâmetros paralelamente.

### 5.3 Posicionamento do Sensor

A necessidade de um posicionamento preciso do sensor do anemômetro de fio quente na esteira de vórtices obrigou a construção de um sistema de deslocamento e posicionamento da sonda do anemômetro acoplado a uma mesa fixa.

O dispositivo operava em um sistema de coordenadas cartesianas do tipo X-Y além de permitir uma eventual regulagem na coordenada Z. Dois relógios comparadores acoplados a um sistema de fios e polias possibilitava o deslocamento e posicionamento da sonda com resolução de  $\pm 0,1$  mm.

Particularmente, no caso do medidor de vazão do tipo vórtice, a localização do sensor na esteira do ponto de separação é muito importante. A princípio, o sensor deveria ser instalado no ponto de máxima força dos vórtices. Entretanto, evidentemente, este ponto se move conforme a variação da vazão. A localização deste ponto é também uma função da geometria e das dimensões do perfil estudado.

Com a finalidade de se determinar as características de cada corpo rombudo com relação à qualidade do sinal, os pontos de máxima força dos vórtices foram determinados experimentalmente para cada valor de vazão do fluido. Por outro lado, devemos ter em mente que tais testes tiveram o objetivo de orientar o projeto de um medidor do tipo vórtice capaz de operar em uma faixa de vazão especificada, e que o sensor estará localizado em um determinado ponto fixo no medidor.

Nesse sentido, foi necessário padronizar minimamente o método de posicionamento da sonda do anemômetro de fio quente na esteira do corpo antes que os sinais de geração de vórtices dos diferentes cilindros pudessem ser obtidos e comparados.



### (i) Posição ao longo da altura do corpo

Em relação à altura do corpo, o sensor foi posicionado no plano médio central atrás do cilindro. Desse modo, a influência das camadas limite da parede do tubo nas extremidades do corpo foram minimizadas, possibilitando a adoção da hipótese de um escoamento bi-dimensional no plano médio central em relação à altura do cilindro.

### (ii) Posição lateral e a jusante do corpo

Partindo-se do pressuposto de que o fenômeno da geração de vórtices ocorre alternadamente de ambos os lados de um corpo e que, no escoamento a jusante do mesmo, ele é simétrico em relação à sua altura, a investigação em todos os corpos e vazões foi feita apenas em um dos dois quadrantes da esteira.

Para cada corpo testado e em uma determinada vazão especificada, a sonda do anemômetro foi deslocada lateralmente através da esteira do cilindro. Este procedimento forneceu a localização da borda da camada limite, onde a amplitude das flutuações periódicas de velocidade são muito maiores do que a amplitude das flutuações de velocidade observadas fora da esteira, muito embora os sinais observados nestas posições de pico contenham relativamente mais sinais de turbulência de fundo.

Uma vez identificada a posição da camada limite, o sensor do anemômetro foi deslocado cuidadosamente ao longo da mesma à procura da posição onde a relação sinal/ruído fosse a maior possível para aquele corpo e naquela determinada vazão.

#### 5.4 Os Corpos Ensaaiados

O método de otimização proposto foi dividido em várias etapas.

Inicialmente, foram definidos, com base na literatura (20, 21, 22, 23, 24) dez diferentes corpos com geometrias potencialmente importantes à aplicação proposta.

A partir disso, os perfis foram desenhados e usinados em aço inoxidável, incorporando características e dimensões apropriadas à utilização em uma bancada de testes.

A figura 5.7 mostra a seção transversal e as dimensões dos vários modelos de corpos investigados (ver a foto 5.2).

#### 5.5 A Bancada de Testes

Os testes laboratoriais foram desenvolvidos em uma bancada com um trecho reto longo de tubulação, onde, em sua extremidade, foi instalado um tubo flangeado, em acrílico, cuja função foi a de simular o corpo de um medidor de vazão do tipo vórtice de diâmetro nominal igual a 4 polegadas. Este tubo permitia a substituição rápida e precisa dos perfis ensaiados, além de facilitar o posicionamento do sensor do anemômetro de fio quente na esteira de vórtices (ver a foto 5.3).

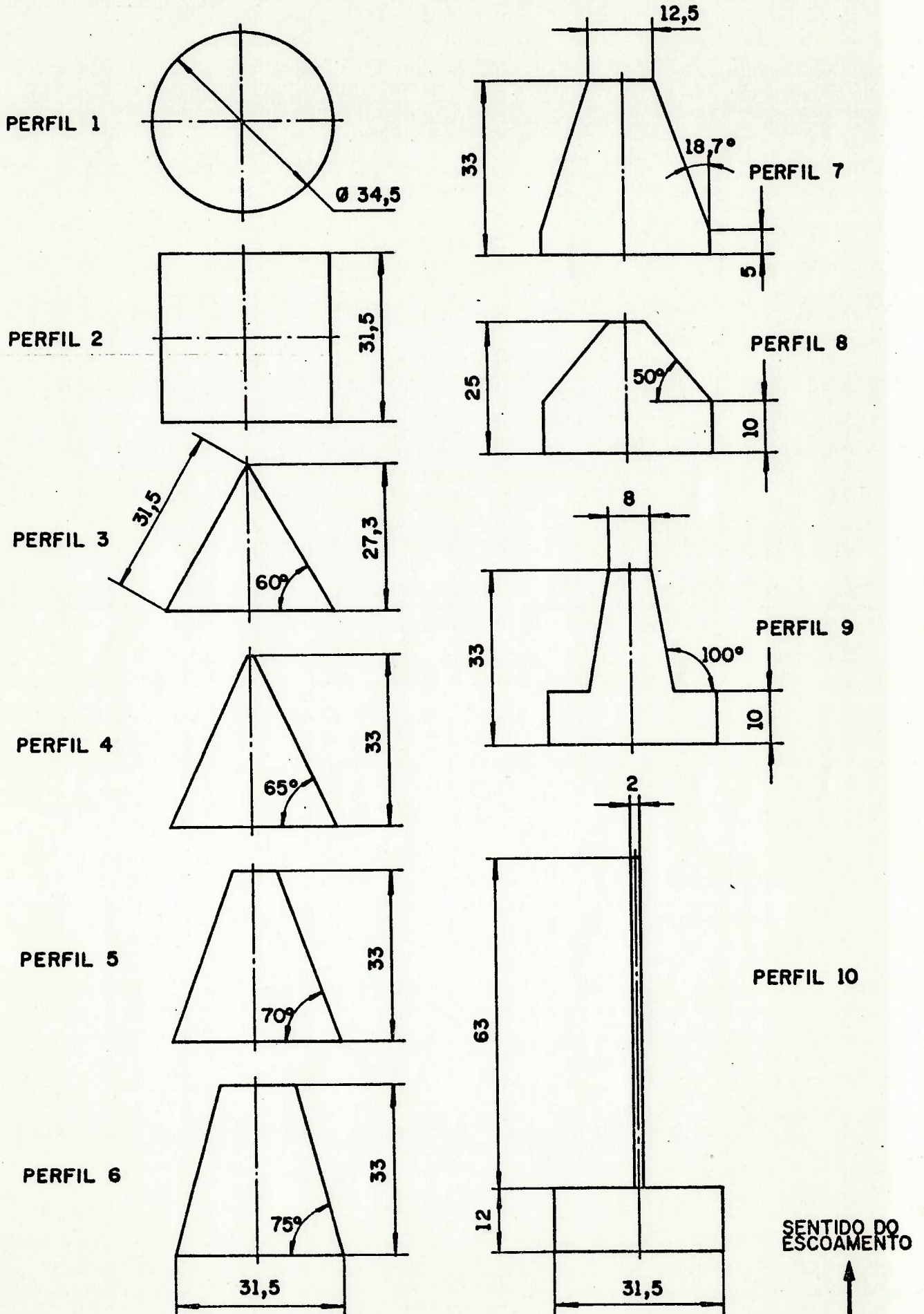


Figura 5.7 Características geométricas dos corpos investigados.



O fluido de trabalho utilizado foi ar, suprido através de um ventilador centrífugo que possibilitou atingir, na seção de testes, velocidades superiores a 27 m/s, representando valores de Reynolds acima de  $1,7 \times 10^5$ .

A montante da seção de testes foram instaladas válvulas reguladoras de vazão, medidores padrão de vazão do tipo turbina (vazões acima de  $50 \text{ m}^3/\text{h}$ ) e do tipo delta (vazões abaixo de  $50 \text{ m}^3/\text{h}$ ) além de condicionadores de escoamento. Estes condicionadores tinham como finalidade básica garantir um perfil de velocidades uniforme tanto na entrada dos medidores padrão quanto na seção de testes.

A figura 5.8 ilustra esquematicamente o tipo de instalação utilizada nos testes laboratoriais.

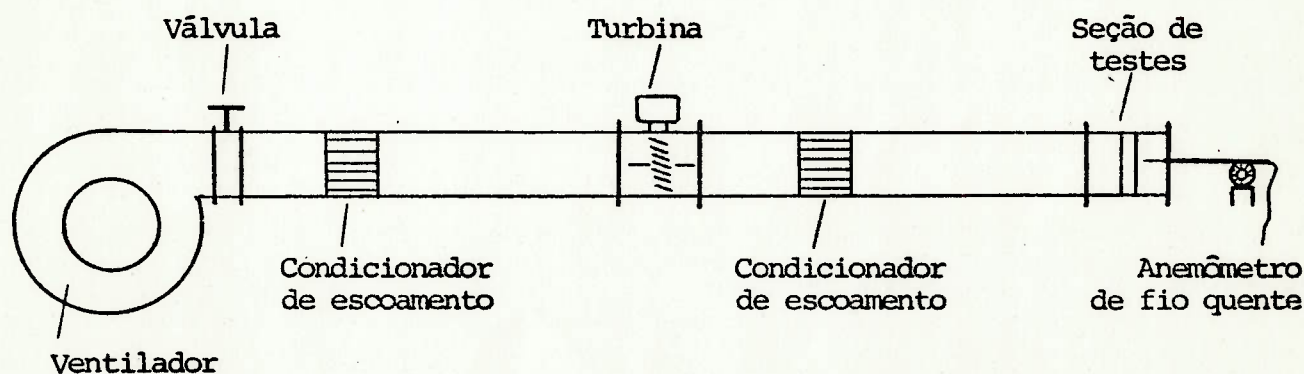


Figura 5.8 Instalação utilizada nos testes.

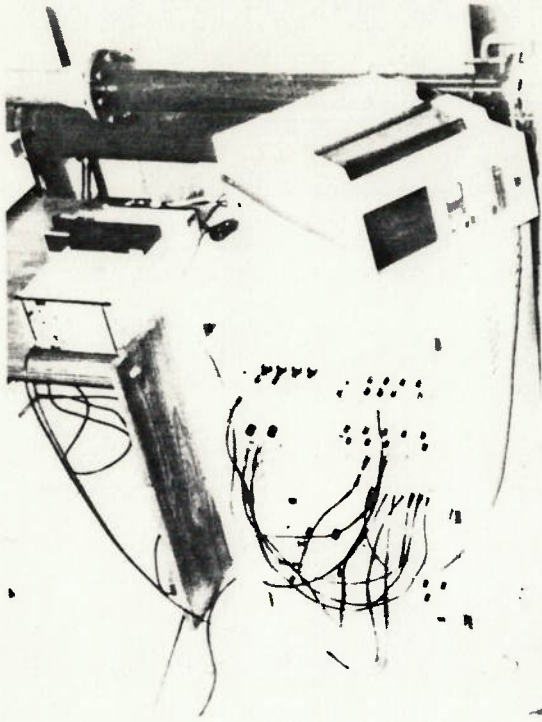


Foto 5.1 O sistema de anemometria.

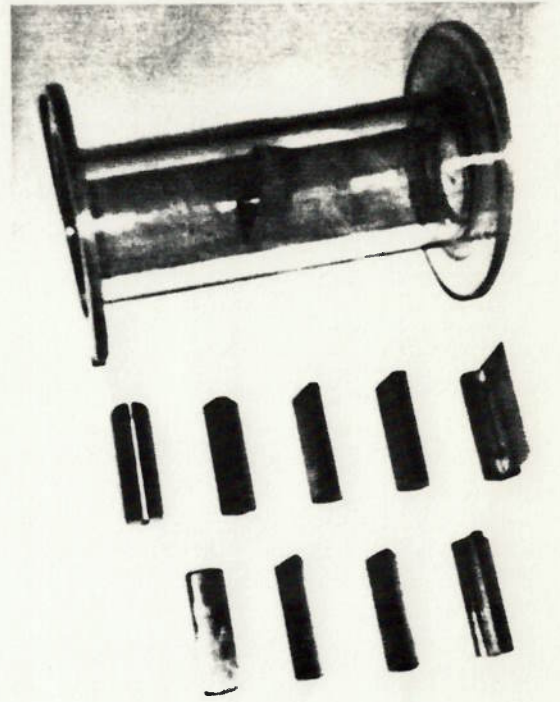


Foto 5.2 O tubo de acrílico e os perfis testados.

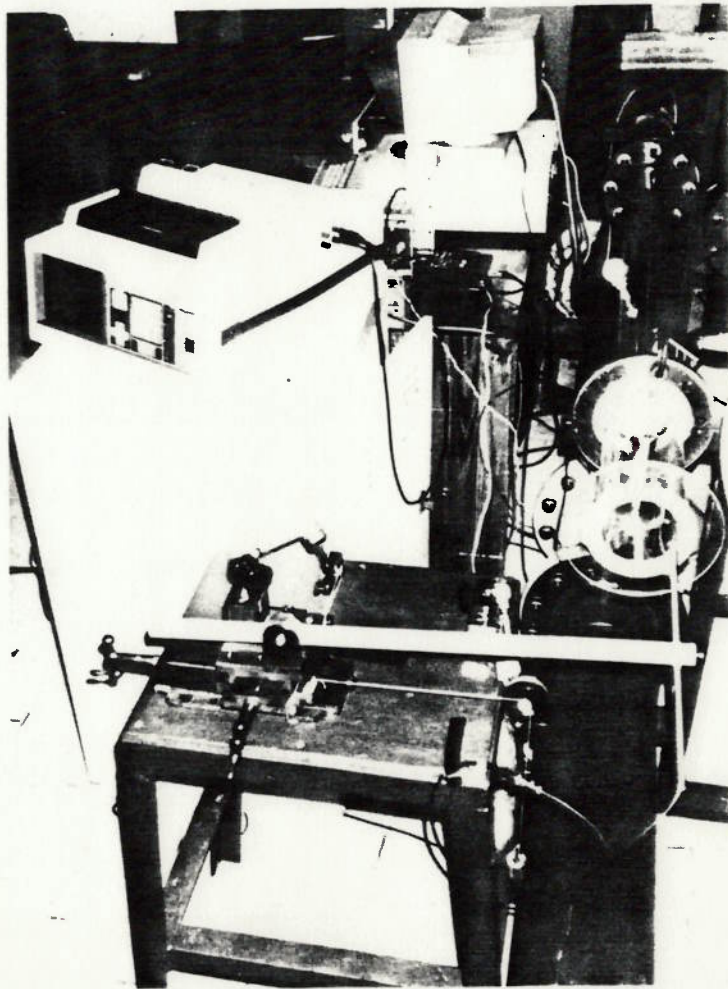


Foto 5.3 Vista geral da instalação de testes.

## 6. RESULTADOS

Através do trabalho experimental realizado procurou-se estudar o desempenho de um conjunto de cilindros de diferentes geometrias para a função específica de corpos geradores de vórtices, visando sua aplicação em medidores de vazão. O estudo envolveu, basicamente, o levantamento do número de Strouhal, a análise da relação sinal/ruído e a avaliação da perda de carga imposta ao escoamento por cada corpo de geometria particular.

### 6.1 Levantamento do Número de Strouhal

Conforme mencionado anteriormente, o número de Strouhal (S) é o adimensional que basicamente define, para um determinado cilindro de geometria (d) característica, a relação entre a frequência (f) de geração de vórtices e a velocidade (v) do escoamento, segundo a seguinte relação:

$$S = f d / v \quad (4.3)$$

Nesse sentido, para um medidor ideal, o número de Strouhal deveria permanecer constante ao longo de uma ampla faixa de vazões.

Uma vez definida a dimensão básica de cada corpo, determinada por sua largura base, o processo investigativo sobre o número de Strouhal envolveu a realização de medições de uma série de parâmetros como a frequência de geração dos vórtices e a velocidade média do fluido na seção de testes ao longo de uma larga faixa de números de Reynolds.



A instrumentação utilizada nas medições dos diferentes parâmetros foi a seguinte:

PARÂMETRO	INSTRUMENTO
Frequência	Analisador de espectro YOKOGAWA
Vazão (<50m <sup>3</sup> /h)	Delta G-40 SCHLUMBERGER
Vazão (>50m <sup>3</sup> /h)	Turbina G-650 SCHLUMBERGER
Temperaturas	Termômetros de resistência Pt100 ECIL
Pressões	Manômetros de coluna AIRFLOW
Umidade	Psicrômetro CASELLA
Pressão barométrica	Barômetro de coluna de Hg M.B.L.

Com o objetivo de se determinar corretamente a velocidade média de aproximação do ar na seção de testes, onde se encontrava o corpo testado, foram efetuadas as correções necessárias de pressão, temperatura e teor de umidade do escoamento. Além disso, foram levadas em consideração as curvas de erro intrínseco dos medidores padrão de vazão utilizados, devidamente rastreados a cadeias internacionais de calibração.

Nas tabelas de números 6.1 a 6.10, das páginas seguintes, são fornecidos os parâmetros medidos e os resultados obtidos durante os testes de cada corpo.

Nas figuras de números 6.1 a 6.10 são fornecidos os gráficos dos números de Strouhal em função do número de Reynolds dos cilindros testados.

Perfil : Circular  
 No. série : 1  
 Fluido : Ar  
 Padrões : TURBINA G-650 / DELTA G-40

## DIMENSOES

Comprimento do corpo : 34.70 mm  
 Altura do corpo : 34.70 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS				
	Freq. varíes (Hz)	Temp. ar (°C)	Pressao estal. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m <sup>3</sup> )	Vazao indicada (m <sup>3</sup> /h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (°C)	Pressao estal. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m <sup>3</sup> )	Tbs (°C)	Tbu (°C)	Patm (mmHg)	Massa espec. (kg/m <sup>3</sup> )	Vazao de ar (m <sup>3</sup> /h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	4.30	19.6	0.0	1.114	9.5	-0.73	22.8	2.5	1.114	20.00	15.00	705.85	1.112	9	0.3	2.0	0.486
2	10.75	19.0	0.1	1.118	27.0	0.81	18.9	1.5	1.118	26.00	22.00	710.00	1.092	27	0.9	5.7	0.419
3	14.75	19.0	0.1	1.118	41.0	0.59	18.8	2.0	1.118	26.00	22.00	710.00	1.092	41	1.3	8.7	0.379
4	20.25	22.8	0.3	1.099	59.0	0.34	23.9	2.0	1.099	26.00	22.00	707.00	1.087	59	1.9	12.1	0.363
5	26.75	23.0	0.5	1.098	80.0	0.11	24.2	4.0	1.098	26.00	22.00	707.00	1.087	80	2.6	16.4	0.354
6	32.25	23.1	0.8	1.098	99.0	-0.05	24.2	6.5	1.098	26.00	22.00	707.00	1.087	99	3.2	20.2	0.346
7	40.50	23.2	1.3	1.097	128.0	-0.22	24.4	11.0	1.099	26.00	22.00	707.00	1.087	128	4.2	26.1	0.336
8	48.00	19.1	1.8	1.118	151.0	-0.31	19.6	16.5	1.119	26.00	22.00	710.00	1.092	151	4.9	31.7	0.338
9	58.50	26.4	2.5	1.087	183.4	-0.36	29.9	24.0	1.090	23.00	15.00	704.55	1.100	183	6.0	36.8	0.339
10	64.30	21.2	3.4	1.120	205.9	-0.35	22.6	28.5	1.122	12.25	9.50	712.10	1.154	207	6.8	43.3	0.330
11	76.00	19.4	4.8	1.117	244.0	-0.29	21.4	39.0	1.121	26.00	22.00	710.00	1.092	244	8.0	51.2	0.330
12	98.00	19.8	8.0	1.116	314.0	-0.08	22.6	62.0	1.122	26.00	22.00	710.00	1.092	315	10.3	66.1	0.326
13	125.00	20.7	13.3	1.113	403.0	0.22	24.6	98.0	1.123	26.00	22.00	710.00	1.092	407	13.3	84.9	0.319
14	152.00	21.2	20.3	1.112	497.0	0.38	25.2	144.0	1.126	26.00	22.00	710.00	1.092	505	16.5	105.1	0.320
15	184.00	23.6	28.8	1.104	597.0	0.29	26.9	203.0	1.124	26.00	22.00	710.00	1.092	609	19.9	125.1	0.317
16	212.50	24.1	38.9	1.103	694.0	-0.06	27.2	272.0	1.130	26.00	22.00	710.00	1.092	710	23.2	145.6	0.313
17	231.00	20.5	49.4	1.118	763.4	-0.38	23.7	336.0	1.151	26.00	22.00	710.00	1.092	783	25.6	164.0	0.313
18	262.50	24.5	58.2	1.104	845.0	-0.69	27.4	397.0	1.142	26.00	22.00	710.00	1.092	868	28.4	177.9	0.321

Tabela 6.1 Levantamento do número de Strouhal do perfil 1

Perfil : Quadrado  
 No. serie : 2  
 Fluido : Ar  
 Padrões : TURBINA G-650 / DELTA G-40

## DIMENSOES

Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 31.50 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS				
	Freq. varices (Hz)	Temp. ar (oC)	Pressao estat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao Indicado (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao estat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbs (oC)	Tbu (oC)	Palm (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	2.90	19.5	0.0	1.114	9.5	-0.73	22.2	2.5	1.114	20.00	15.00	705.85	1.112	9	0.3	2.0	0.295
2	28.50	21.8	1.2	1.111	101.5	-0.07	22.7	8.5	1.112	22.00	16.00	709.50	1.110	102	3.3	21.1	0.270
3	35.90	22.0	2.0	1.110	130.0	-0.23	22.9	14.0	1.112	22.00	15.75	709.50	1.110	130	4.2	26.9	0.266
4	49.50	22.9	3.4	1.107	172.0	-0.35	25.8	21.0	1.109	22.00	15.75	709.25	1.110	172	5.6	35.4	0.278
5	50.00	26.4	3.6	1.088	181.5	-0.35	29.8	26.0	1.091	22.50	14.50	705.00	1.102	181	5.9	36.5	0.266
6	66.50	23.0	6.3	1.107	233.0	-0.32	26.3	38.0	1.110	22.00	15.75	709.25	1.110	233	7.6	48.0	0.275
7	90.60	24.1	11.4	1.103	314.0	-0.08	27.8	62.0	1.109	22.00	15.75	709.00	1.109	315	10.3	64.6	0.277
8	105.00	29.8	15.2	1.077	374.3	0.13	32.7	98.0	1.086	25.00	16.50	705.00	1.092	378	12.4	74.6	0.268
9	112.80	24.8	18.1	1.101	395.0	0.19	28.4	102.0	1.111	22.00	15.75	709.00	1.109	399	13.1	81.5	0.272
10	135.40	25.4	26.6	1.100	477.0	0.37	28.7	148.0	1.114	22.50	16.00	709.00	1.107	485	15.9	98.7	0.269
11	160.00	29.6	35.1	1.077	562.2	0.35	32.0	211.0	1.096	24.50	17.50	703.80	1.091	574	18.8	113.4	0.268
12	161.60	26.0	37.7	1.098	567.0	0.35	29.0	209.0	1.118	22.50	16.00	708.75	1.107	579	18.9	117.6	0.269
13	191.40	26.6	53.0	1.098	671.0	0.04	29.3	288.0	1.125	22.50	16.00	708.75	1.107	688	22.5	139.4	0.268
14	215.00	31.0	61.0	1.077	738.4	-0.26	33.0	368.0	1.111	25.75	18.50	705.50	1.089	760	24.8	149.5	0.273
15	207.00	27.0	61.8	1.097	725.0	-0.20	29.5	333.0	1.128	22.50	16.00	708.70	1.107	744	24.3	150.6	0.268
16	212.50	27.3	68.4	1.097	762.0	-0.37	29.7	374.0	1.132	22.50	16.00	708.70	1.107	783	25.6	158.4	0.261
17	211.50	24.0	71.5	1.117	761.3	-0.37	25.7	350.0	1.149	19.00	13.00	712.60	1.128	780	25.5	161.9	0.261
18	209.00	24.0	72.7	1.117	767.3	-0.39	25.6	355.0	1.149	19.00	13.00	712.60	1.128	786	25.7	163.2	0.256
19	217.40	27.7	75.2	1.096	800.0	-0.54	30.0	400.0	1.133	22.50	16.00	708.70	1.107	822	26.9	166.1	0.255
20	211.00	24.0	76.0	1.118	784.4	-0.47	26.0	367.0	1.151	19.00	13.00	712.60	1.128	804	26.3	167.0	0.253

Tabela 6.2 Levantamento do número de Strouhal do perfil 2



Perfil : Triangular equilátero  
 No. serie : 3  
 Fluido : Ar  
 Padroes : TURBINA G-650 / DELTA G-40

DIMENSÕES  
 Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 27.20 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS				
	Freq. vortices (Hz)	Temper. ar (oC)	Pressao estal. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao indicado (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao estal. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbu (oC)	Tbu (oC)	Palrn. (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	3.60	21.0	0.0	1.107	9.4	-0.73	23.4	2.5	1.107	21.00	14.50	704.45	1.107	9.28	0.30	1.923	0.374
2	12.00	22.1	0.2	1.108	35.5	0.67	23.1	1.5	1.109	17.50	15.00	709.00	1.126	35.74	1.17	7.396	0.323
3	15.25	22.3	0.3	1.108	47.0	0.50	23.3	2.5	1.108	17.50	15.00	709.00	1.126	47.25	1.54	9.765	0.311
4	23.75	22.5	0.8	1.107	73.0	0.18	23.5	4.5	1.107	17.50	15.00	709.00	1.126	73.16	2.39	15.105	0.313
5	32.00	22.6	1.4	1.107	97.0	-0.03	23.6	8.0	1.107	17.50	15.00	709.00	1.126	97.03	3.17	20.023	0.318
6	42.00	22.8	2.4	1.106	128.0	-0.22	23.8	14.0	1.107	17.50	15.00	709.00	1.126	127.87	4.18	26.358	0.316
7	52.60	28.1	3.6	1.085	161.8	-0.33	29.9	20.0	1.087	17.50	15.00	708.00	1.124	161.54	5.28	32.262	0.314
8	59.00	26.6	4.5	1.087	181.6	-0.35	30.2	24.0	1.090	22.75	14.75	704.75	1.101	181.27	5.93	36.403	0.314
9	78.40	27.9	7.9	1.086	240.9	-0.30	30.9	41.0	1.090	17.50	15.00	708.00	1.124	241.00	7.88	48.208	0.313
10	103.20	28.1	13.5	1.085	313.6	-0.08	31.6	67.0	1.091	17.50	15.00	707.25	1.123	315.08	10.30	62.924	0.316
11	123.00	29.8	18.9	1.076	373.8	0.13	33.0	98.0	1.085	25.00	16.50	704.35	1.091	377.35	12.34	74.428	0.314
12	129.60	28.5	21.7	1.085	395.4	0.19	32.0	103.0	1.094	17.50	15.00	707.25	1.123	399.51	13.06	79.671	0.313
13	162.80	28.9	34.1	1.085	493.7	0.38	32.0	155.0	1.098	17.50	15.00	707.25	1.123	501.78	16.41	99.968	0.313
14	185.00	28.8	43.7	1.081	557.4	0.36	31.3	216.0	1.101	23.75	17.50	704.40	1.095	569.41	18.62	113.122	0.313
15	192.10	29.1	47.8	1.085	581.7	0.32	31.9	212.0	1.104	17.50	15.00	707.25	1.123	593.46	19.41	118.267	0.312
16	221.50	29.3	63.7	1.087	669.5	0.05	31.8	278.0	1.111	17.50	15.00	707.30	1.123	684.61	22.39	136.510	0.310
17	242.00	29.4	76.8	1.088	733.8	-0.24	31.8	333.0	1.116	17.50	15.00	707.30	1.123	751.35	24.57	149.936	0.310
18	250.00	30.8	77.2	1.078	742.3	-0.28	32.9	371.0	1.111	25.50	18.25	704.60	1.088	762.70	24.94	150.357	0.316
19	257.50	22.6	95.7	1.125	778.8	-0.45	25.0	385.0	1.178	18.50	12.50	712.15	1.129	798.23	26.10	167.391	0.311
20	264.38	21.6	102.4	1.129	799.8	-0.53	24.9	407.0	1.164	18.50	12.50	712.15	1.129	820.25	26.82	173.125	0.310

Tabela 6.3 Levantamento do número de Strouhal do perfil 3

Perfil : Trapezoidal com angulo de 65°  
 No. serie : 4  
 Fluido : Ar  
 Padroes : TURBINA G-650 / DELTA G-40

DIMENSÕES  
 Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 33.00 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P O	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS			
	Freq. varificas (Hz)	Temp. ar (oC)	Pressao estab. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao estab. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbs (oC)	Tbu (oC)	Patm (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	3.10	20.3	0.0	1.110	-0.74	22.1	2.5	1.110	21.00	14.50	704.75	1.107	9	0.3	1.8	0.337
2	8.75	18.9	0.1	1.121	0.81	19.4	1.0	1.121	17.50	15.00	709.00	1.126	27	0.9	5.7	0.310
3	13.00	18.9	0.3	1.121	0.59	19.4	2.0	1.121	17.50	15.00	709.00	1.126	41	1.3	8.7	0.304
4	18.00	18.8	0.5	1.121	0.36	19.4	3.0	1.121	17.50	15.00	709.00	1.126	58	1.9	12.2	0.300
5	30.25	18.9	1.4	1.121	-0.02	19.5	8.0	1.121	17.50	15.00	709.00	1.126	95	3.1	20.0	0.307
6	30.65	21.0	1.5	1.120	-0.04	22.2	8.5	1.121	18.50	12.50	712.15	1.129	98	3.2	20.5	0.301
7	40.00	18.8	2.5	1.121	-0.22	19.3	13.0	1.122	17.50	15.00	709.00	1.126	127	4.2	26.9	0.303
8	56.50	26.5	4.6	1.086	-0.35	30.1	24.0	1.088	22.75	17.00	704.70	1.099	182	5.9	36.4	0.300
9	59.00	19.4	5.5	1.119	-0.36	21.2	26.5	1.122	17.50	15.00	709.00	1.126	189	6.2	39.7	0.301
10	92.00	20.0	13.1	1.118	-0.15	23.0	59.5	1.123	17.50	15.00	709.00	1.126	293	9.6	61.4	0.303
11	120.00	29.5	19.3	1.077	0.13	32.7	95.0	1.086	25.00	16.50	704.25	1.091	378	12.4	74.6	0.306
12	122.00	20.5	22.9	1.117	0.16	24.2	100.0	1.126	17.50	15.00	709.00	1.126	389	12.7	81.4	0.302
13	155.00	21.1	37.3	1.116	0.38	25.1	156.0	1.130	17.50	15.00	709.00	1.126	497	16.2	103.8	0.301
14	180.00	27.5	45.4	1.088	0.36	30.2	218.0	1.107	22.75	17.00	705.50	1.100	571	18.7	114.5	0.304
15	187.00	21.9	54.1	1.115	0.31	25.7	220.0	1.134	17.50	15.00	709.00	1.126	600	19.6	125.0	0.300
16	222.50	22.7	76.1	1.115	-0.07	26.3	306.0	1.141	17.50	15.00	709.00	1.126	713	23.3	148.2	0.301
17	240.00	30.6	78.2	1.079	-0.27	32.8	371.0	1.111	25.25	18.00	704.30	1.089	762	24.9	150.3	0.304
18	245.00	23.1	91.0	1.115	-0.37	26.5	364.0	1.146	17.50	15.00	709.00	1.126	780	25.5	162.1	0.302
19	257.50	23.4	101.4	1.115	-0.55	26.7	404.0	1.150	17.50	15.00	709.00	1.126	824	27.0	171.1	0.301
20	256.00	21.2	104.2	1.131	-0.53	23.9	409.0	1.166	18.50	12.50	712.15	1.129	820	26.8	173.5	0.301

Tabela 6.4 Levantamento do número de Strouhal do perfil 4

Perfil : Trapezoidal com angulo de 70°  
 No. serie : 5  
 Fluido : Ar  
 Padroes : TURBINA G-650 / DELTA G-40

DIMENSOES  
 Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 33.00 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P	CORPO TESTADO					MEDIDOR PADRAO					CONDICOES AMBIENTAIS					RESULTADOS				
	Freq. vortices (Hz)	Temper. ar (°C)	Pressao estat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao indicada (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (°C)	Pressao estat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbs (°C)	Tbu (°C)	Palrn (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de de STROUHAL			
1	3.30	18.9	0.0	1.116	9.4	-0.73	19.7	2.5	1.117	20.00	15.00	706.00	1.112	9	0.3	2.0	0.339			
2	5.50	22.3	0.0	1.104	13.5	1.05	22.3	0.5	1.104	17.50	15.00	706.50	1.122	14	0.4	2.8	0.388			
3	8.55	22.3	0.1	1.104	27.0	0.81	22.9	1.0	1.104	17.50	15.00	706.50	1.122	27	0.9	5.6	0.303			
4	15.75	22.3	0.4	1.104	52.6	0.42	23.6	3.0	1.104	17.50	15.00	706.50	1.122	53	1.7	10.9	0.287			
5	21.90	22.5	0.8	1.103	73.2	0.18	24.2	5.0	1.104	17.50	15.00	706.50	1.122	73	2.4	15.1	0.288			
6	29.65	22.6	1.5	1.103	99.6	-0.05	25.0	8.5	1.104	17.50	15.00	706.50	1.122	100	3.3	20.5	0.287			
7	38.70	23.0	2.4	1.101	128.9	-0.23	25.5	14.0	1.103	17.50	15.00	706.50	1.122	129	4.2	26.4	0.290			
8	47.90	26.5	3.6	1.089	160.1	-0.33	28.1	19.5	1.091	17.50	15.00	707.00	1.123	160	5.2	32.2	0.289			
9	54.00	26.5	4.6	1.088	181.2	-0.35	30.1	25.0	1.090	22.75	14.75	704.85	1.101	181	5.9	36.4	0.288			
10	66.50	26.5	7.0	1.090	222.8	-0.33	28.9	35.5	1.093	17.50	15.00	707.00	1.123	223	7.3	44.8	0.288			
11	87.80	26.8	11.9	1.089	290.8	-0.16	30.1	58.0	1.095	17.50	15.00	707.00	1.123	292	9.5	58.7	0.290			
12	119.60	27.2	22.5	1.089	396.9	0.20	31.0	103.0	1.098	17.50	15.00	707.00	1.123	401	13.1	80.5	0.287			
13	145.70	27.6	33.3	1.089	481.6	0.37	31.3	148.0	1.102	17.50	15.00	707.00	1.123	489	16.0	98.1	0.287			
14	170.00	29.0	44.3	1.081	557.7	0.36	31.7	215.0	1.100	24.00	17.50	704.40	1.094	570	18.6	113.0	0.287			
15	177.60	28.4	49.1	1.088	583.1	0.32	31.4	214.0	1.107	22.50	16.00	707.00	1.104	595	19.5	119.1	0.288			
16	203.00	28.6	64.0	1.089	664.5	0.07	31.5	275.0	1.112	17.50	15.00	707.00	1.123	679	22.2	136.0	0.288			
17	230.40	28.9	82.1	1.090	751.3	-0.32	31.6	348.0	1.119	17.50	15.00	707.00	1.123	769	25.2	154.0	0.288			
18	237.92	23.2	95.1	1.123	773.5	-0.42	25.7	382.0	1.156	19.00	12.50	712.40	1.128	793	25.9	165.7	0.289			
19	240.00	23.7	96.0	1.121	779.2	-0.45	25.8	385.0	1.154	19.00	12.50	712.40	1.128	799	26.1	166.5	0.289			
20	242.00	23.4	99.3	1.123	790.5	-0.50	25.8	397.0	1.157	19.00	12.50	712.40	1.128	810	26.5	169.3	0.288			

Tabela 6.5 Levantamento do número de Strouhal do perfil 5



Perfil : Trapezoidal com ângulo de 75°  
 No. serie : 6  
 Fluido : Ar  
 Padrao : TURBINA G-650 / DELTA G-40

DIMENSOES  
 Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 33.00 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P	CORPO TESTADO			MEDIDOR PADRAO			CONDICOES AMBIENTAIS			RESULTADOS							
	Freq. vortices (Hz)	Temp. ar (oC)	Pressao estab. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao indicada (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao estab. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbs (oC)	Tbu (oC)	Palm (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	1.90	18.3	0.0	1.130	4.89	-0.86	23.8	0.5	1.130	14.00	11.00	712.2	1.147	5	0.2	1.0	0.377
2	3.14	16.9	0.0	1.130	9.58	-0.72	22.1	2.0	1.131	17.50	13.50	709.55	1.128	10	0.3	2.0	0.318
3	6.23	17.1	0.1	1.130	20.48	-0.50	22.1	4.0	1.130	17.50	13.50	709.55	1.128	20	0.7	4.4	0.294
4	9.62	18.4	0.2	1.130	33.73	-0.21	21.2	9.0	1.131	14.00	11.00	712.20	1.147	34	1.1	7.2	0.275
5	16.56	17.6	0.5	1.133	57.10	0.37	17.5	3.5	1.133	11.50	9.00	712.00	1.157	57	1.9	12.3	0.278
6	21.55	17.7	0.9	1.133	74.70	0.16	17.7	5.0	1.133	11.50	9.00	712.00	1.157	75	2.4	16.0	0.277
7	29.00	17.7	1.6	1.133	100.60	-0.06	17.7	9.0	1.134	11.50	9.00	712.00	1.157	101	3.3	21.5	0.278
8	36.80	17.6	2.6	1.133	127.60	-0.22	17.4	13.5	1.135	11.50	9.00	712.00	1.157	127	4.2	27.3	0.278
9	50.60	17.9	4.9	1.132	176.25	-0.35	18.2	23.5	1.135	11.50	9.00	712.00	1.157	176	5.8	37.6	0.277
10	72.60	18.3	9.9	1.131	251.80	-0.27	20.1	45.0	1.135	11.50	9.00	711.95	1.157	252	8.2	53.7	0.278
11	96.20	19.2	17.4	1.129	333.60	-0.01	22.0	77.0	1.136	11.50	9.00	711.95	1.157	336	11.0	71.2	0.276
12	120.40	19.7	26.9	1.128	413.08	0.24	23.0	114.0	1.138	11.50	9.00	711.95	1.157	418	13.7	88.5	0.278
13	165.00	28.2	44.4	1.085	557.53	0.36	30.9	217.0	1.104	23.25	17.00	704.95	1.098	570	18.6	113.7	0.279
14	166.20	20.6	51.4	1.127	567.80	0.35	24.0	210.0	1.146	11.50	9.00	711.95	1.157	579	18.9	122.3	0.277
15	189.20	21.4	65.9	1.127	643.50	0.15	24.4	266.0	1.150	11.75	8.25	712.00	1.157	658	21.5	138.5	0.277
16	213.50	21.9	83.4	1.127	723.40	-0.19	24.6	334.0	1.156	11.75	8.25	712.00	1.157	741	24.2	155.8	0.278
17	236.50	22.3	102.7	1.127	801.40	-0.54	25.1	409.0	1.163	11.75	8.25	712.00	1.157	822	26.9	172.9	0.277

Tabela 6.6 Levantamento do número de Strouhal do perfil 6

Perfil : Retangular-trapezoidal longo  
 No. serie : 7  
 Fluido : Ar  
 Padrões : TURBINA G-650 / DELTA G-40

## DIMENSÕES

Largura base do corpo : 31,50 mm  
 Altura do corpo : 33,00 mm  
 Diâmetro do tubo : 104,00 mm

P	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS				
	Freq. varifices (Hz)	Temper. ar (oC)	Pressao estatl. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao indicado (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao estatl. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbs (oC)	Tbu (oC)	Patm (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	3.10	19.1	0.0	1.116	9.5	-0.73	21.0	2.5	1.116	20.00	15.00	706.00	1.112	9	0.3	2.0	0.316
2	5.96	22.8	0.0	1.102	16.2	1.00	23.8	0.5	1.102	17.50	15.00	706.50	1.122	16	0.5	3.4	0.351
3	10.70	22.8	0.2	1.102	35.5	0.67	23.6	1.5	1.102	17.50	15.00	706.50	1.122	36	1.2	7.3	0.288
4	20.25	22.8	0.7	1.102	70.0	0.21	24.3	4.5	1.102	17.50	15.00	706.50	1.122	70	2.3	14.4	0.278
5	28.00	23.0	1.3	1.101	96.0	-0.03	25.2	8.0	1.102	17.50	15.00	706.50	1.122	96	3.1	19.7	0.281
6	37.40	23.1	2.4	1.100	129.6	-0.23	25.9	13.0	1.102	17.50	15.75	706.50	1.121	129	4.2	26.5	0.278
7	48.00	23.8	3.9	1.098	165.4	-0.34	25.7	21.0	1.100	17.50	15.75	706.65	1.122	165	5.4	33.7	0.280
8	57.40	24.0	5.7	1.098	198.7	-0.36	26.5	29.0	1.101	17.50	15.00	706.65	1.122	198	6.5	40.5	0.279
9	87.60	24.9	13.0	1.096	300.0	-0.13	28.8	63.0	1.102	17.50	15.00	706.65	1.122	301	9.8	61.2	0.280
10	117.40	25.6	23.2	1.094	400.0	0.21	29.9	105.0	1.104	17.50	15.00	706.65	1.122	404	13.2	81.9	0.280
11	145.80	26.5	35.8	1.093	495.7	0.38	30.6	158.0	1.106	17.50	15.00	706.65	1.122	504	16.5	101.7	0.279
12	174.40	27.6	50.2	1.090	587.4	0.31	30.9	219.0	1.109	17.50	15.00	706.65	1.122	599	19.6	120.4	0.280
13	205.70	27.9	69.2	1.091	687.7	-0.03	31.1	294.0	1.117	17.50	15.00	706.65	1.122	703	23.0	141.3	0.282
14	227.50	28.2	84.0	1.092	756.9	-0.35	31.2	355.0	1.122	17.50	15.00	706.65	1.122	775	25.4	155.7	0.283
15	240.80	28.6	94.8	1.092	803.8	-0.55	31.4	399.0	1.126	17.50	15.00	706.65	1.122	824	27.0	165.4	0.281
16	232.50	24.0	94.9	1.120	776.0	-0.43	25.9	382.0	1.153	19.00	12.50	712.40	1.128	795	26.0	165.5	0.282

Tabela 6.7 Levantamento do número de Strouhal do perfil 7

Perfil : Retangular-Trapezoidal curto  
 No. serie : 8  
 Fluido : Ar  
 Padroes : TURBINA G-650/DELTA G-40

DIMENSÕES  
 Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 25.00 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P O N T O	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS			
	Freq. varifices (Hz)	Temper. ar (oC)	Pressao estatl. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao indicada (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao estatl. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbu (oC)	Polim (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	3.80	19.3	0.0	1.115	9.5	-0.73	21.6	2.5	1.115	20.00	705.90	1.112	9	0.3	2.0	0.388
2	10.80	27.3	0.2	1.087	34.0	0.69	28.1	1.5	1.087	17.50	707.65	1.124	34	1.1	6.9	0.304
3	17.90	27.7	0.5	1.086	57.0	0.37	28.3	3.0	1.086	17.50	707.70	1.124	57	1.9	11.4	0.301
4	31.90	28.1	1.5	1.085	101.5	-0.07	28.4	8.5	1.085	17.50	707.70	1.124	102	3.3	20.3	0.303
5	41.90	28.5	2.5	1.083	132.8	-0.24	28.7	14.0	1.085	17.50	707.70	1.124	133	4.3	26.4	0.304
6	51.75	28.6	3.8	1.082	165.4	-0.34	30.3	21.0	1.084	17.50	707.30	1.123	165	5.4	32.9	0.302
7	71.60	28.4	7.5	1.084	230.8	-0.32	30.7	38.0	1.087	17.50	707.30	1.123	231	7.5	46.0	0.299
8	94.30	28.4	12.9	1.085	300.7	-0.13	31.4	62.0	1.090	17.50	707.65	1.124	302	9.9	60.2	0.301
9	118.00	29.9	19.6	1.077	372.9	0.12	32.8	101.0	1.086	24.75	705.00	1.093	377	12.3	74.3	0.302
10	125.00	28.5	22.4	1.085	394.2	0.19	31.8	102.0	1.094	17.50	707.65	1.124	398	13.0	79.5	0.302
11	152.20	28.8	33.7	1.086	480.9	0.37	32.0	148.0	1.098	17.50	707.65	1.124	488	16.0	97.4	0.300
12	181.70	29.0	48.5	1.086	574.8	0.33	31.9	209.0	1.104	17.50	707.50	1.124	586	19.2	117.0	0.299
13	215.40	29.3	67.8	1.087	677.4	0.01	31.7	288.0	1.112	17.50	707.50	1.124	693	22.7	136.3	0.299
14	233.50	29.3	79.1	1.089	729.8	-0.22	31.7	333.0	1.117	17.50	707.60	1.124	747	24.4	149.3	0.301
15	247.50	29.4	89.2	1.090	774.1	-0.43	31.7	374.0	1.122	17.50	707.65	1.124	793	25.9	158.6	0.301
16	256.10	29.5	95.8	1.090	801.4	-0.54	31.7	400.0	1.124	17.50	707.70	1.124	822	26.9	164.3	0.300

Tabela 6.8 Levantamento do número de Strouhal do perfil 8



Perfil : Retangular-trapezoidal esfreito  
 No. serie : 9  
 Fluido : Ar  
 Padrao : TURBINA G-650 / DELTA G-40

DIMENSÕES  
 Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 33.00 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS				
	Freq. vortices (Hz)	Temper. ar (oC)	Pressao eslat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao indicada (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao eslat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbs (oC)	Tbu (oC)	Folm (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	3.20	19.8	0.0	1.113	9.4	-0.73	23.3	2.5	1.113	20.50	15.00	705.65	1.110	9	0.3	2.0	0.330
2	8.00	20.6	0.1	1.113	24.0	0.86	21.4	1.0	1.113	17.50	15.00	708.20	1.125	24	0.8	5.0	0.318
3	17.75	20.6	0.5	1.113	59.0	0.34	21.5	3.0	1.113	17.50	15.00	708.20	1.125	59	1.9	12.3	0.289
4	27.50	20.6	1.2	1.113	91.0	0.01	21.6	7.0	1.114	17.50	15.00	708.20	1.125	91	3.0	19.0	0.291
5	32.25	20.6	1.7	1.113	107.0	-0.11	21.4	10.0	1.114	17.50	15.00	708.20	1.125	107	3.5	22.3	0.290
6	38.25	20.6	2.4	1.113	128.0	-0.22	21.5	13.0	1.114	17.50	15.00	708.20	1.125	128	4.2	26.7	0.288
7	54.50	21.2	4.9	1.111	184.0	-0.36	24.2	25.0	1.113	17.50	15.00	708.20	1.125	184	6.0	38.2	0.286
8	88.00	21.7	12.2	1.110	289.0	-0.16	24.8	58.0	1.115	17.50	15.00	708.20	1.125	290	9.5	60.1	0.292
9	118.00	22.0	23.0	1.110	395.0	0.19	25.8	103.0	1.119	17.50	15.00	708.20	1.125	399	13.0	82.7	0.285
10	146.00	23.0	35.2	1.108	488.0	0.38	27.1	154.0	1.121	17.50	15.00	708.20	1.125	496	16.2	102.3	0.284
11	180.00	23.4	52.8	1.108	595.0	0.29	27.4	224.0	1.128	17.50	15.00	708.20	1.125	607	19.9	125.3	0.286
12	210.00	23.9	71.8	1.109	693.0	-0.05	27.7	300.0	1.135	17.50	15.00	708.20	1.125	709	23.2	146.1	0.285
13	227.50	30.3	76.6	1.079	742.9	-0.28	32.5	371.0	1.112	25.25	18.00	704.30	1.089	763	25.0	150.9	0.287
14	235.00	24.5	87.9	1.108	767.0	-0.39	27.8	366.0	1.140	17.50	15.00	708.20	1.125	786	25.7	161.6	0.288
15	247.50	24.8	97.2	1.108	806.0	-0.56	28.0	403.0	1.143	17.50	15.00	708.20	1.125	827	27.0	169.9	0.288
16	245.50	20.5	102.8	1.134	801.4	-0.54	22.9	410.0	1.170	12.25	9.50	712.50	1.155	822	26.9	174.8	0.288

Tabela 6.9 Levantamento do número de Strouhal do perfil 9

Perfil : Retangular com placa divisora  
 No. serie : 10  
 Fluido : Ar  
 Padrao : TURBINA G-650 / DELTA G-40

DIMENSOES  
 Largura base do corpo : 31.50 mm  
 Altura do corpo : 75.15 mm  
 Diâmetro do tubo : 104.00 mm

P	CORPO TESTADO				MEDIDOR PADRAO				CONDICOES AMBIENTAIS				RESULTADOS				
	Freq. vortices (Hz)	Temper. ar (oC)	Pressao estat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao indicada (m3/h)	Erro do padrao (%)	Temp. ar (oC)	Pressao estat. (mmH2O)	Massa espec. (kg/m3)	Tbs (oC)	Tbu (oC)	Paism (mmHg)	Massa espec. (kg/m3)	Vazao de ar (m3/h)	Veloc. do ar (m/s)	No. de REYNOLDS (x1000)	No. de STROUHAL
1	2.90	22.5	0.0	1.100	9.4	-0.73	25.5	2.5	1.101	23.25	16.25	704.40	1.097	9	0.3	1.9	0.299
2	10.65	24.5	0.4	1.100	52.6	0.42	24.9	3.0	1.100	22.00	16.00	708.80	1.109	53	1.7	10.8	0.194
3	20.00	24.7	1.4	1.099	96.9	-0.03	24.8	8.0	1.100	22.00	16.00	708.80	1.109	97	3.2	19.8	0.199
4	27.50	24.9	2.6	1.098	131.8	-0.24	24.9	14.0	1.100	22.00	16.00	708.80	1.109	132	4.3	26.8	0.201
5	36.30	24.2	4.5	1.102	172.3	-0.35	25.4	23.0	1.104	22.00	15.75	708.85	1.109	172	5.6	35.2	0.203
6	48.60	24.3	7.9	1.102	228.6	-0.32	26.2	38.0	1.105	22.00	15.75	708.85	1.109	229	7.5	46.8	0.205
7	64.40	24.5	13.8	1.101	301.2	-0.12	27.1	63.0	1.107	22.00	15.75	708.85	1.109	302	9.9	61.8	0.205
8	82.40	24.8	22.5	1.101	382.4	0.15	27.8	98.0	1.110	22.00	15.75	708.85	1.109	386	12.6	78.8	0.206
9	101.00	25.3	33.8	1.101	466.8	0.35	28.6	143.0	1.113	22.00	15.75	708.85	1.109	474	15.5	96.6	0.205
10	120.80	25.8	47.8	1.100	553.3	0.37	28.9	198.0	1.118	22.50	16.00	708.85	1.107	564	18.4	114.8	0.206
11	136.80	26.2	60.2	1.100	620.6	0.22	29.1	246.0	1.122	22.50	16.00	708.90	1.107	634	20.7	129.0	0.208
12	157.60	26.5	80.3	1.102	714.8	-0.15	29.3	324.0	1.129	22.50	16.00	709.00	1.107	732	23.9	148.9	0.208
13	170.20	26.7	93.4	1.103	769.8	-0.41	29.4	374.0	1.134	22.50	16.00	709.00	1.107	789	25.8	160.6	0.208
14	178.00	24.2	104.4	1.121	795.2	-0.52	26.1	410.0	1.155	19.75	13.00	712.75	1.125	816	26.7	169.8	0.210

Tabela 6.10 Levantamento do número de Strouhal do perfil 10

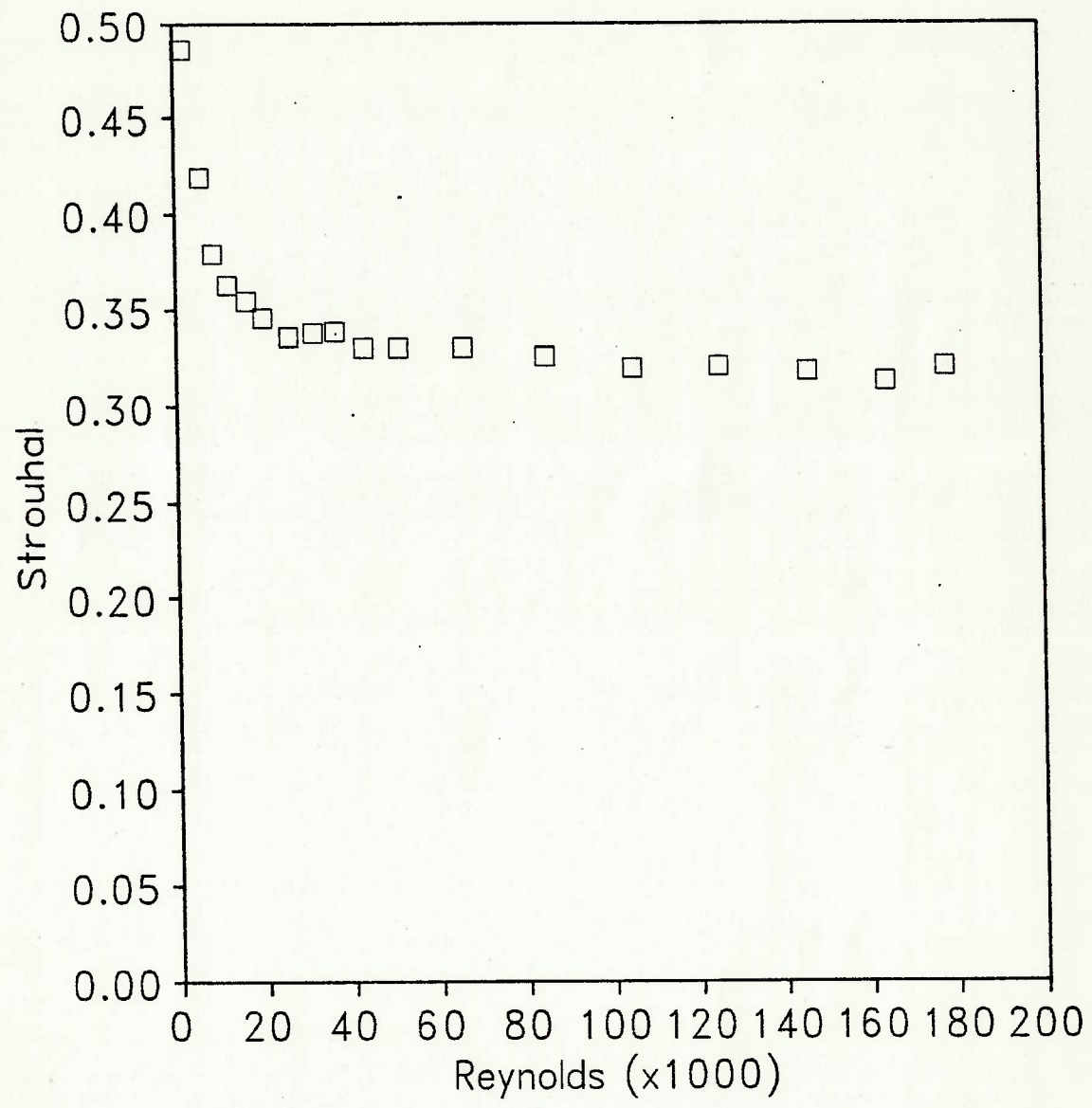


Figura 6.1 Strouhal x Reynolds do perfil 1 - circular.



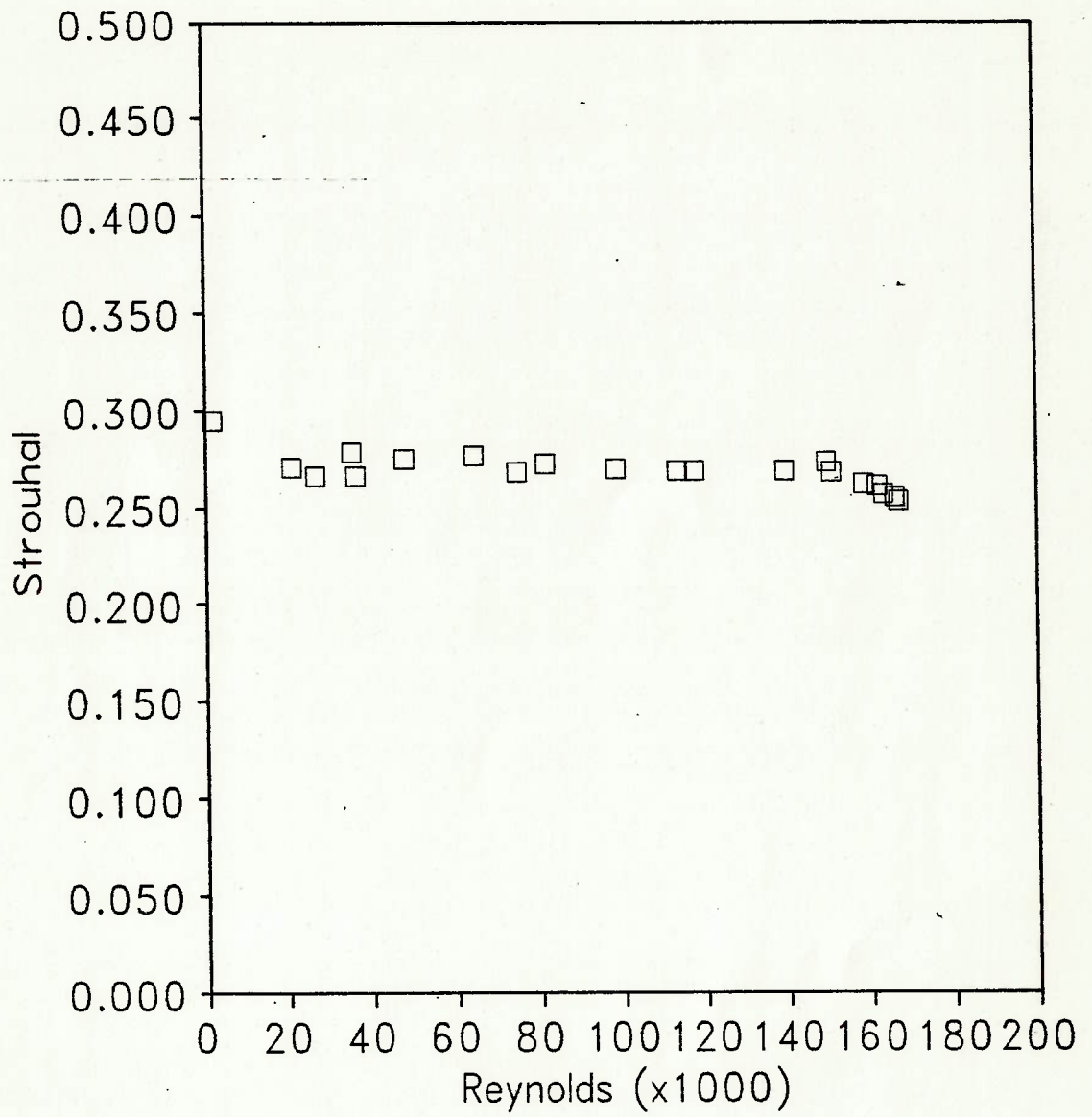


Figura 6.2 Strouhal x Reynolds do perfil 2 - quadrado.

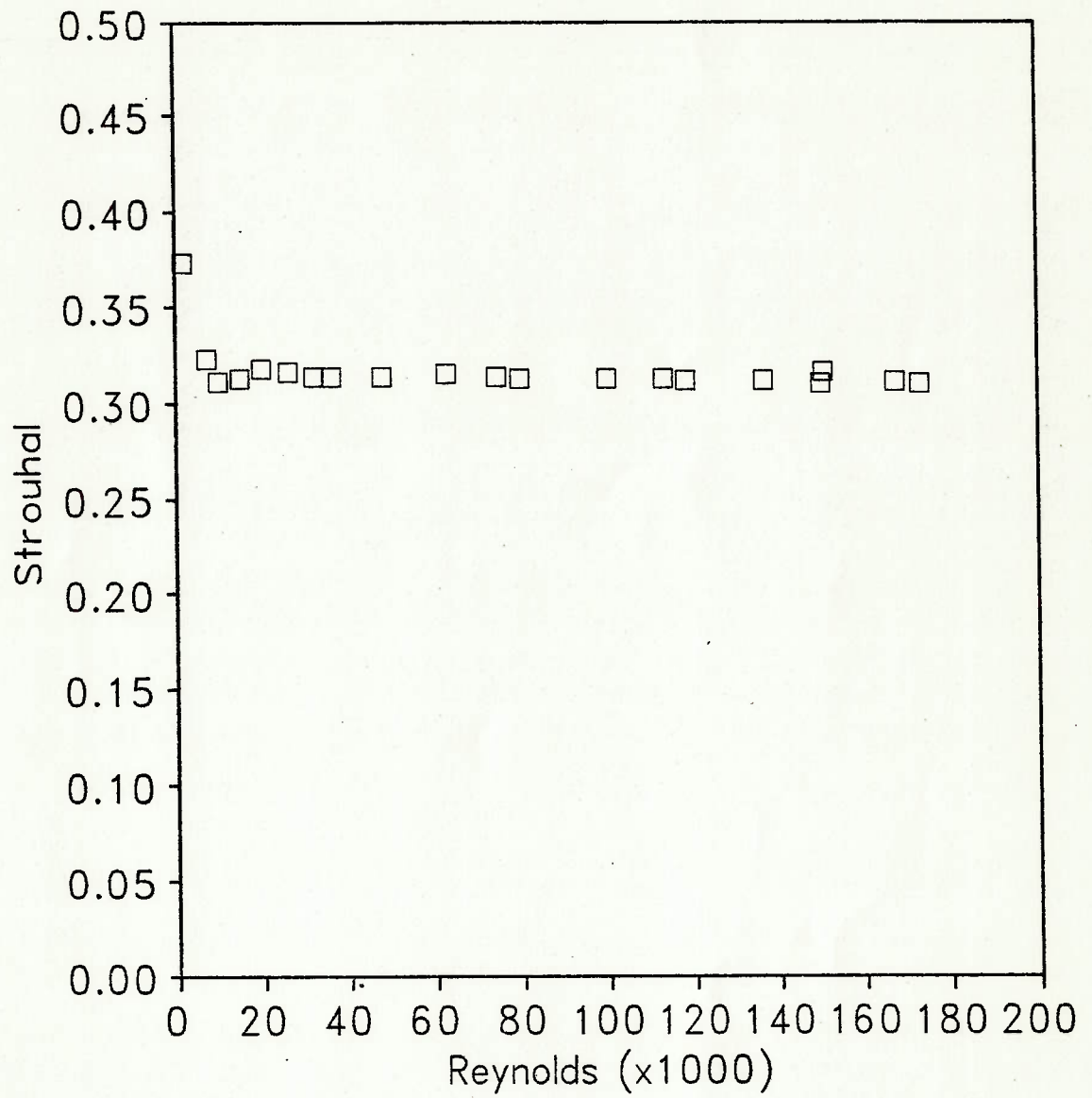


Figura 6.3 Strouhal x Reynolds do perfil 3 - triangular equilátero.

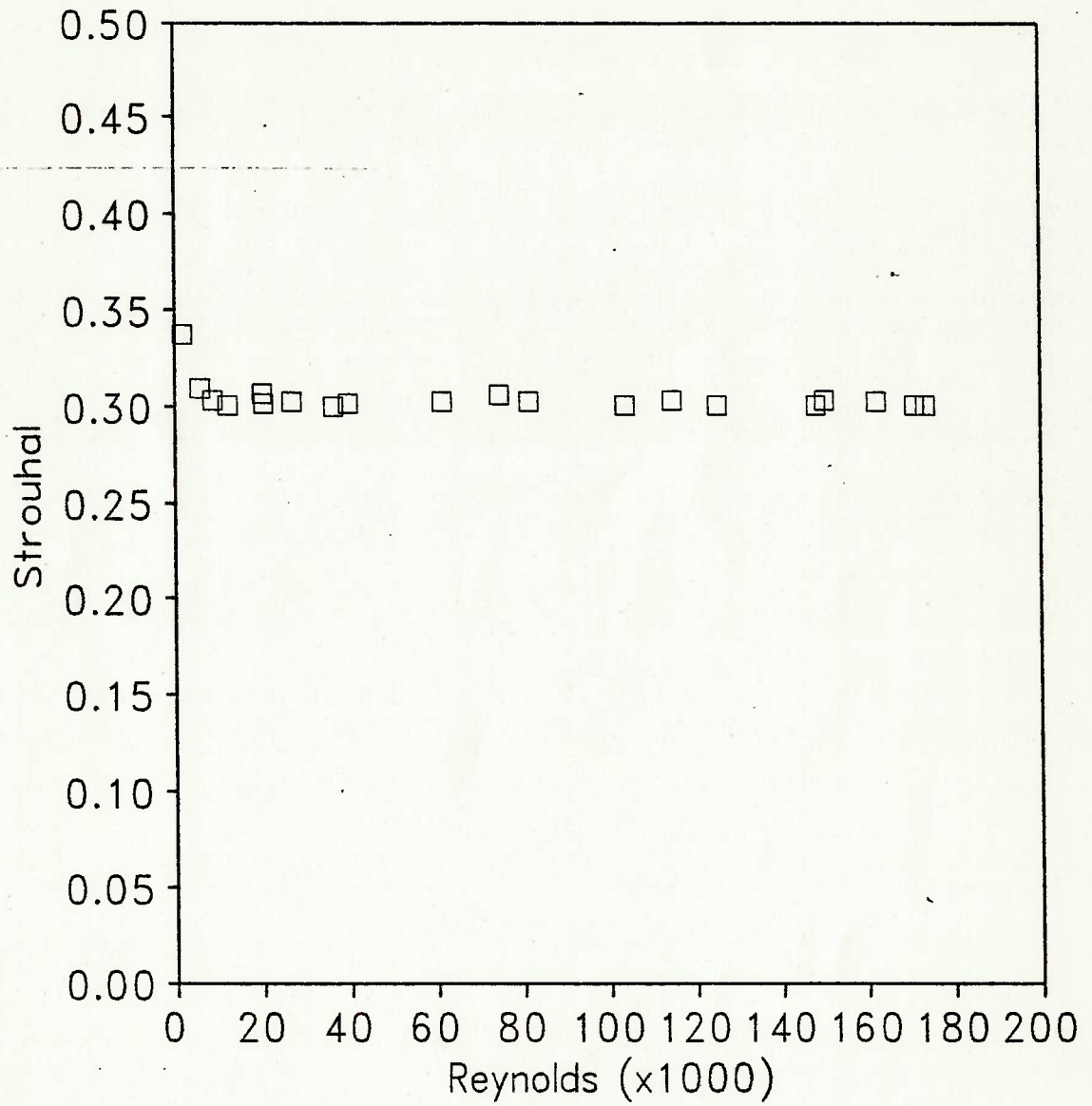


Figura 6.4 Strouhal x Reynolds do perfil 4 - trapezoidal com ângulo de 65°.



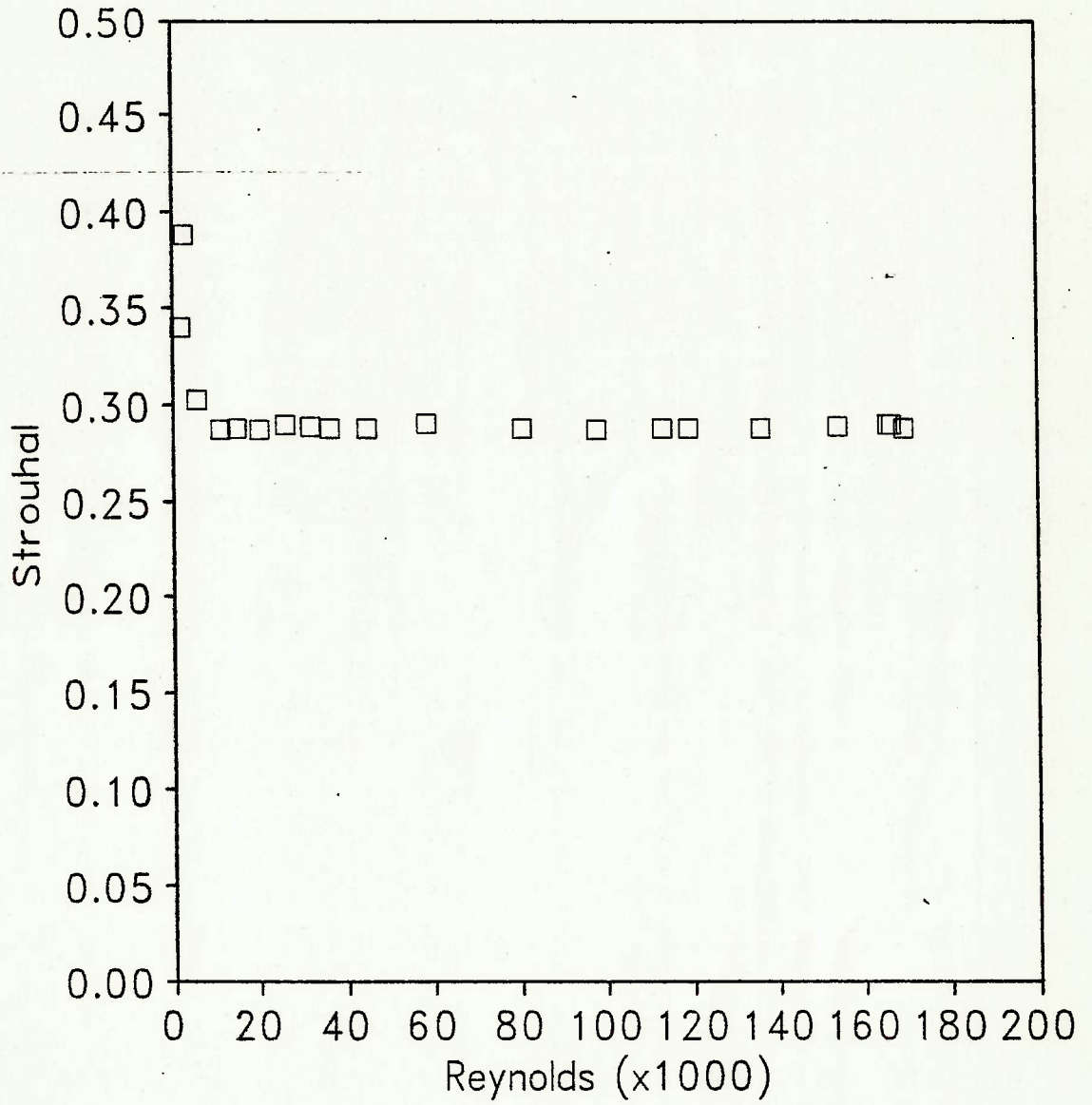


Figura 6.5 Strouhal x Reynolds do perfil 5 - trapezoidal com ângulo de 70°.

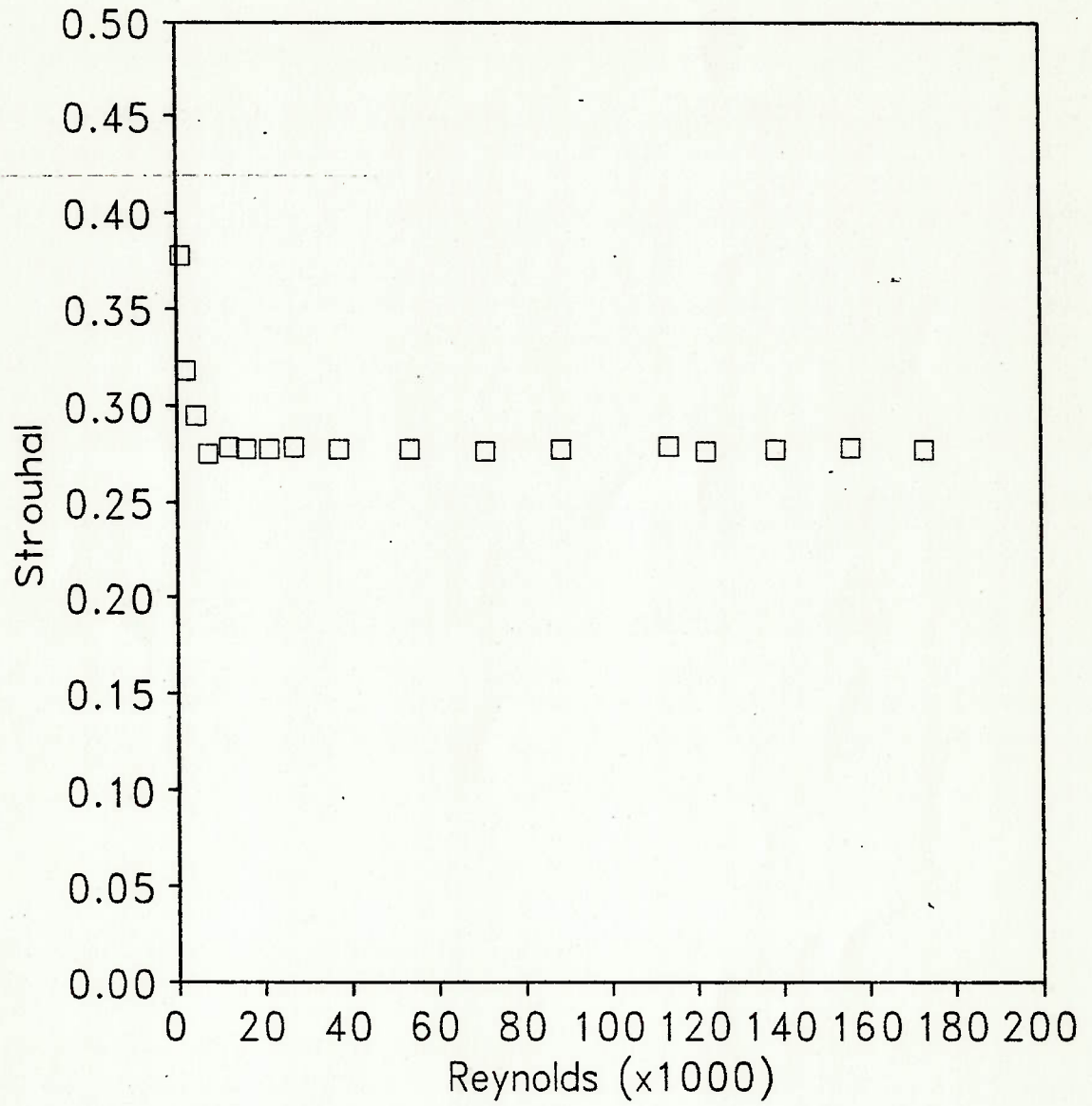


Figura 6.6 Strouhal x Reynolds do perfil 6 - trapezoidal com ângulo de 75°.

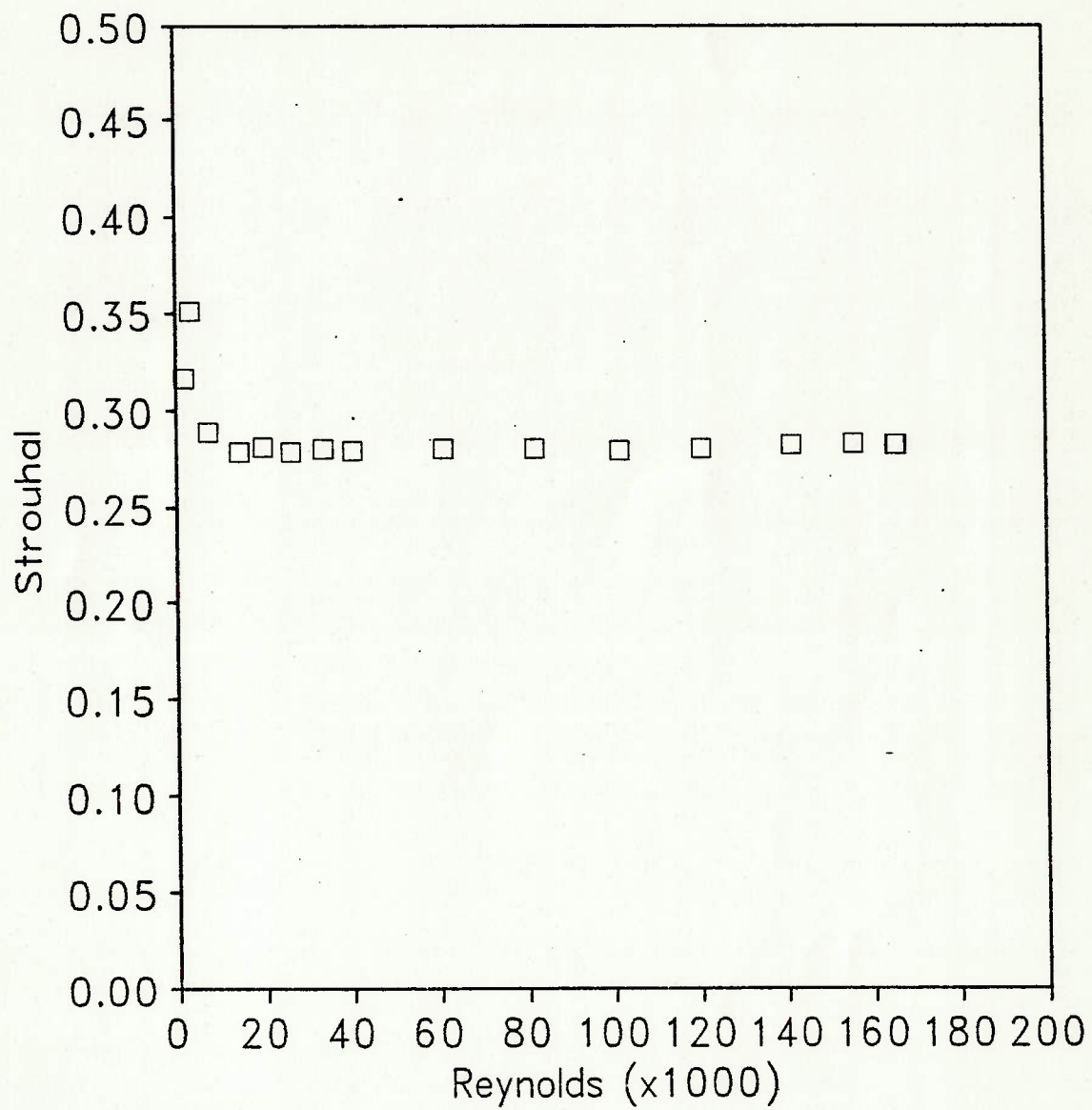


Figura 6.7 Strouhal x Reynolds do perfil 7 -  
retangular-trapezoidal longo.



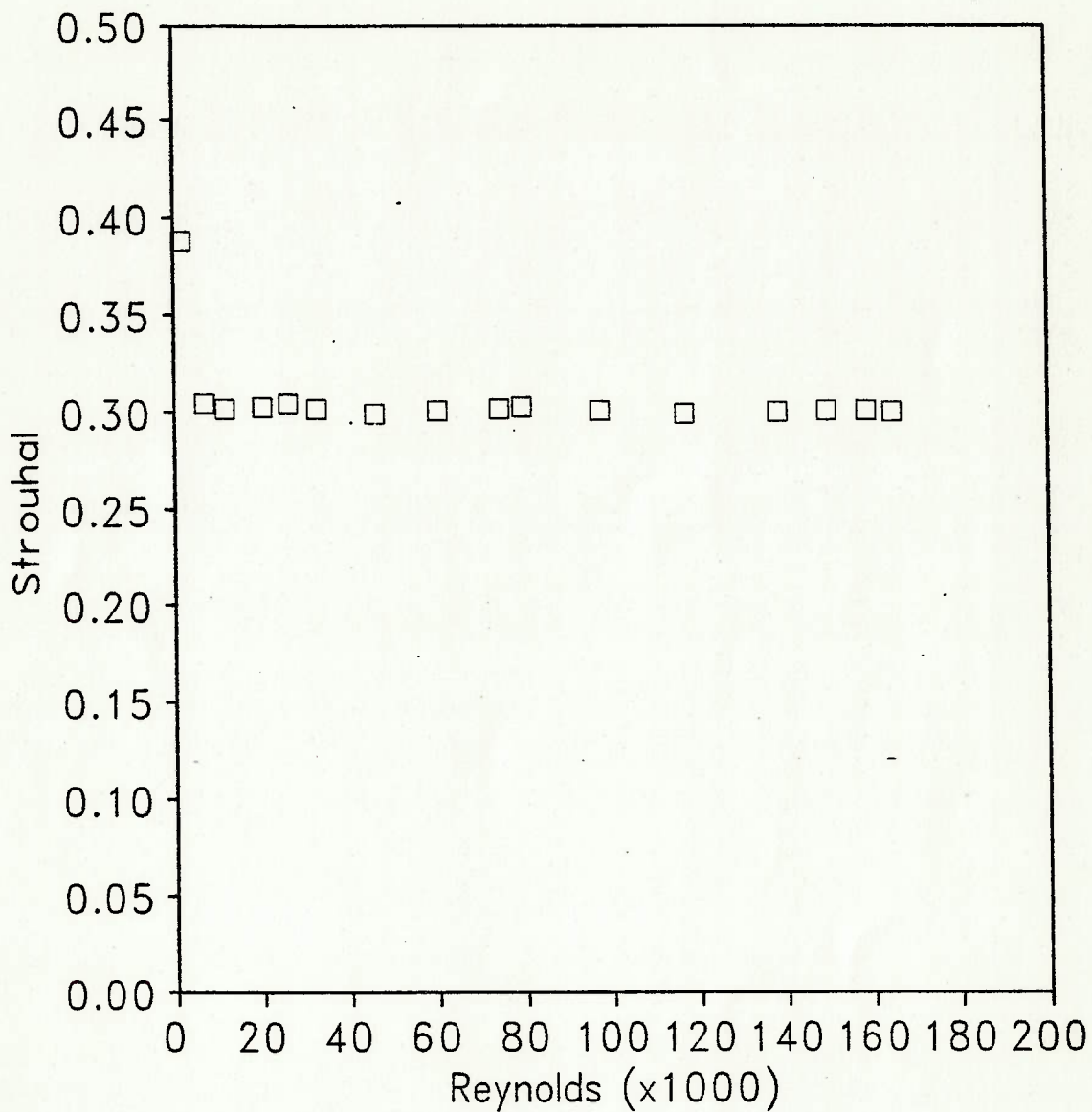


Figura 6.8 Strouhal x Reynolds do perfil 8 -  
retangular-trapezoidal curto.

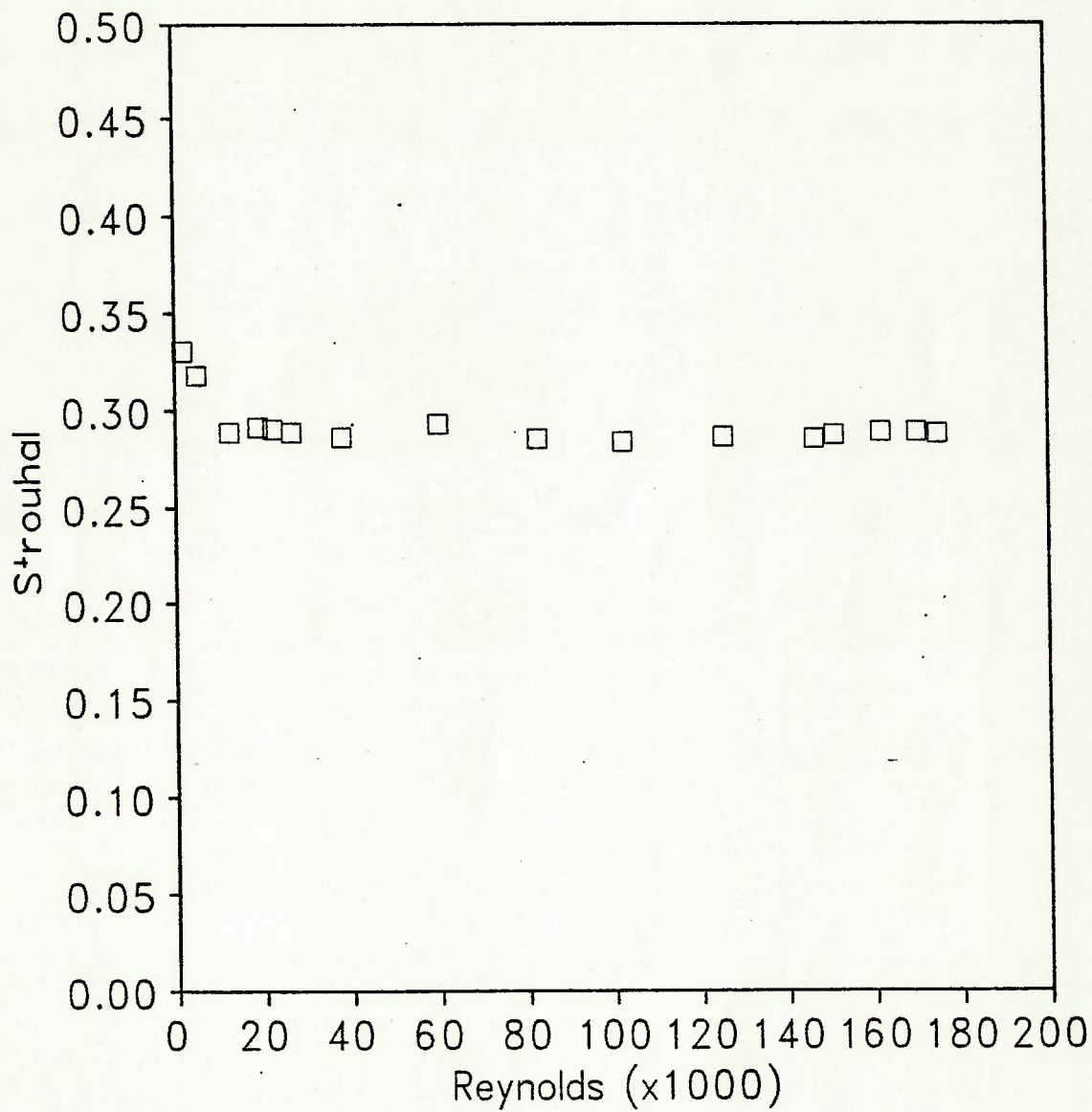


Figura 6.9 Strouhal x Reynolds do perfil 9 -  
retangular-trapezoidal estreita.

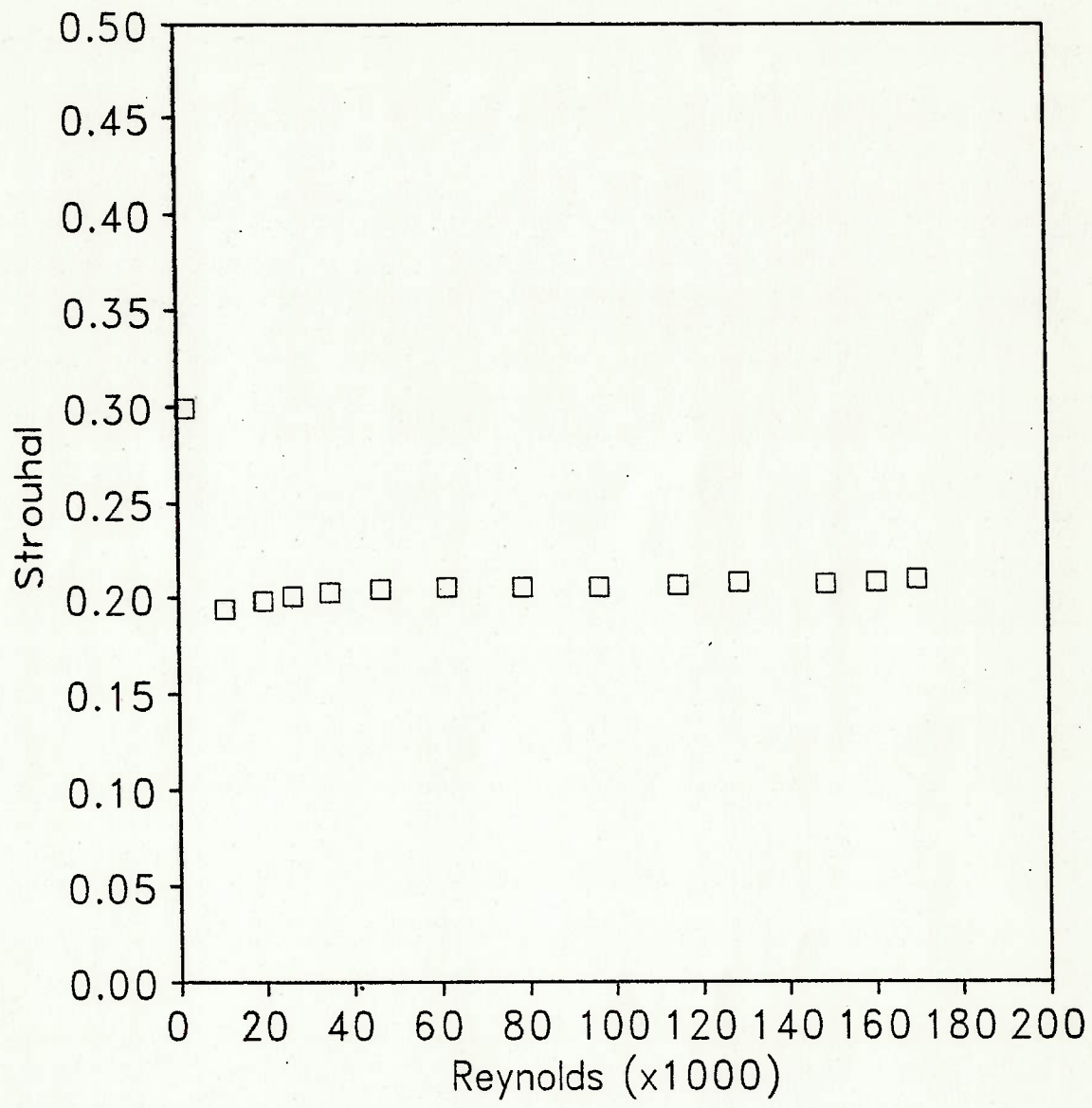


Figura 6.10 Strouhal x Reynolds do perfil 10 - retangular com placa divisora.



## 6.2 Análise da Relação Sinal/Ruído

O método utilizado na avaliação da qualidade do sinal de frequência de geração de vórtices, através da análise da relação sinal/ruído proporcionada por cada corpo, foi descrito detalhadamente no item 5.2.

Os testes foram desenvolvidos em 4 diferentes condições de vazão, aproximadamente nos números de Reynolds de  $3,6 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ ,  $1,15 \times 10^5$  e  $1,5 \times 10^5$ . A tabela 6.11 apresenta, resumidamente, os valores das relações de sinal/ruído (S/R) obtidas para cada corpo nas diferentes vazões. Por sua vez, a figura 6.11 mostra ilustrativamente, na forma de um gráfico, os resultados obtidos para o conjunto de corpos.

As medições do sinal de frequência de geração de vórtices e do espectro de amplitudes realizadas para cada corpo nos 4 diferentes números de Reynolds são apresentados nas figuras A.1.1 a A.10.4 do anexo A.

PERFIL	REYNOLDS (x 1000)	SINAL/RUÍDO
1	36	5,82
	75	6,32
	115	6,56
	150	6,46
2	36	9,15
	75	9,24
	115	9,38
	150	9,39
3	36	5,34
	75	6,66
	115	6,73
	150	7,33
4	36	8,19
	75	7,56
	115	7,57
	150	7,59
5	36	7,13
	75	8,02
	115	7,96
	150	7,95
6	36	11,18
	75	11,02
	115	10,98
	150	11,05
7	36	8,85
	75	8,82
	115	8,65
	150	8,44
8	36	7,61
	75	7,82
	115	8,28
	150	8,57
9	36	8,19
	75	8,37
	115	8,33
	150	8,39
10	36	3,90
	75	7,64
	115	8,07
	150	8,57

Tabela 6.11 Relação sinal/ruído dos perfis ensaiados.

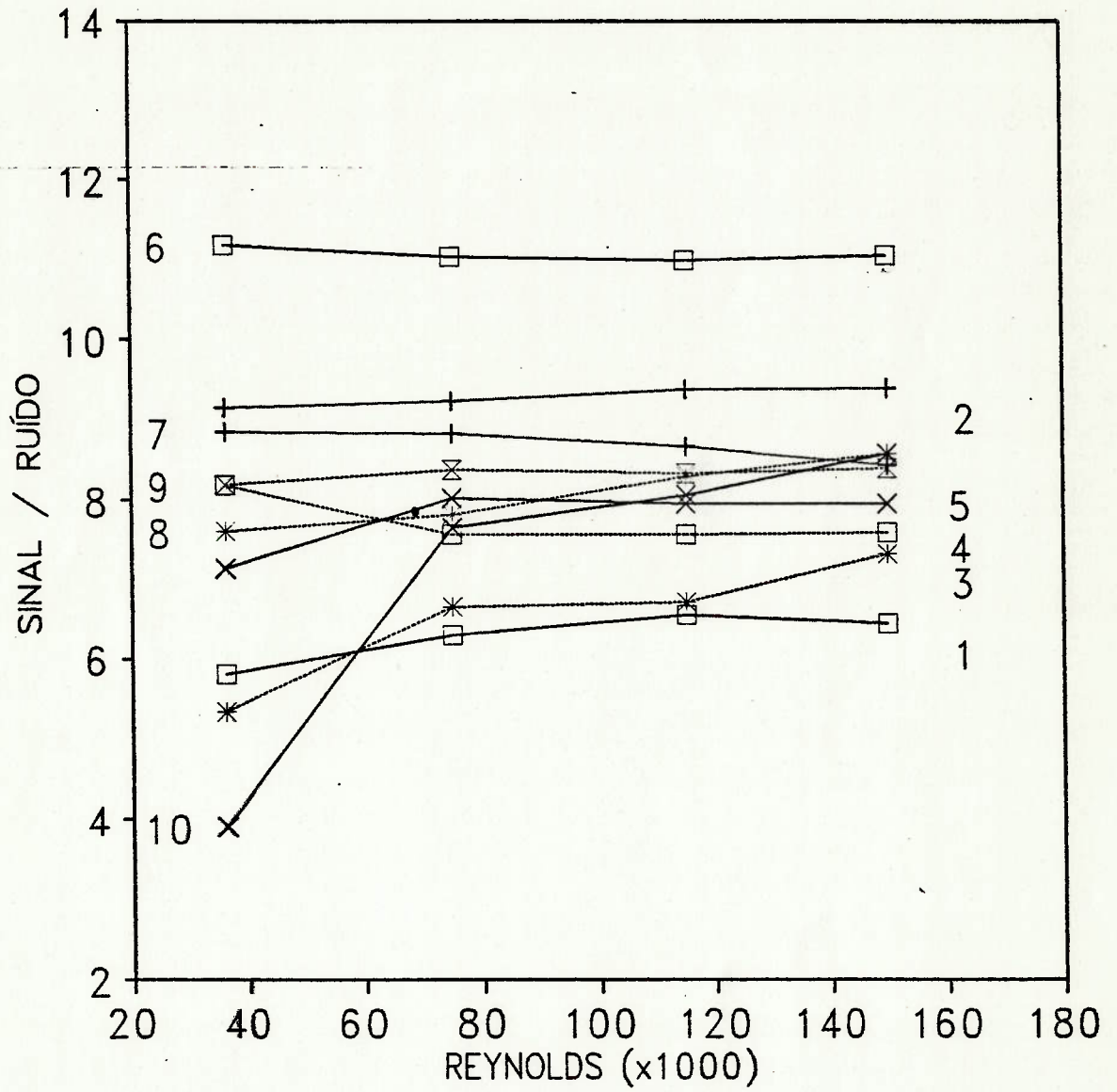


Figura 6.11 Gráfico da relação sinal/ruído.



### 6.3 Avaliação da Perda de Carga

Todo medidor de vazão instalado em uma tubulação impõe, em maior ou menor grau, uma perda de carga ao escoamento do fluido, fruto de suas características construtivas e de seu princípio de operação. Uma elevada perda de carga pode prejudicar um perfeito funcionamento do sistema trazendo consequências graves à instalação. Assim sendo, considerou-se importante avaliar o desempenho dos diferentes corpos testados frente a esse parâmetro.

Para cada corpo instalado na seção de testes, foi medida a perda de carga imposta ao escoamento em 4 diferentes condições de vazão; a exemplo dos testes de avaliação da relação sinal/ruído, aproximadamente nos Reynolds de  $4 \times 10^4$ ,  $8 \times 10^4$ ,  $1,2 \times 10^5$  e  $1,6 \times 10^5$ . A tabela 6.12 traz os resultados obtidos e a figura 6.12 os apresenta ilustrativamente na forma de um gráfico.

PERFIL	REYNOLDS (x 1000)	PERDA DE CARGA (Pa)
1	39	29
	79	113
	116	245
	154	426
2	39	44
	79	171
	116	352
	154	607
3	39	54
	79	201
	116	431
	154	739
4	39	54
	79	206
	116	431
	154	749
5	39	54
	79	206
	116	431
	154	749
6	39	54
	79	201
	116	426
	154	744
7	39	54
	79	206
	116	431
	154	749
8	39	54
	79	206
	116	440
	154	763
9	39	54
	79	201
	116	421
	154	729
10	39	54
	79	201
	116	450
	154	778

Tabela 6.12 Perda de carga x Reynolds.

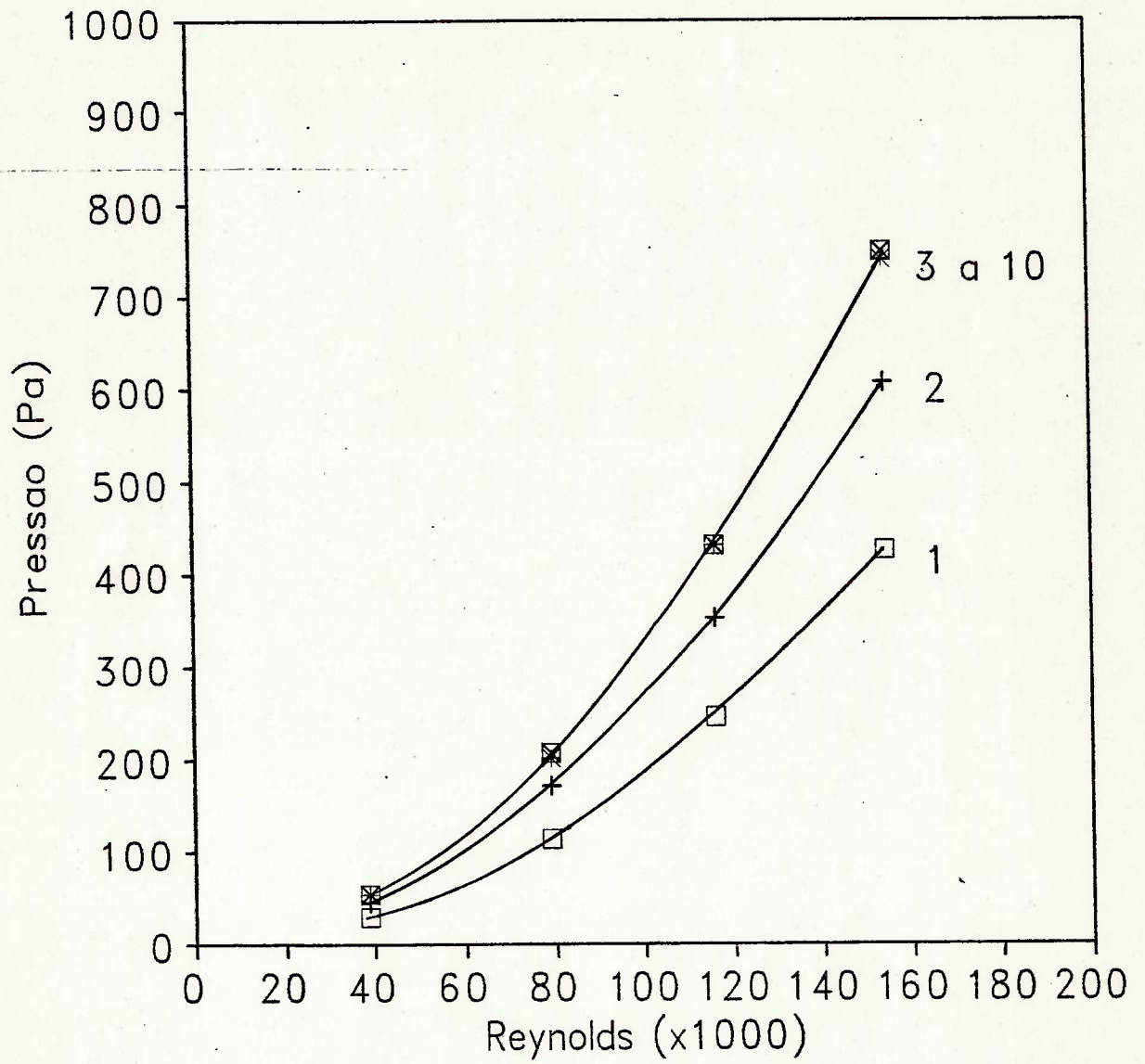


Figura 6.12 Gráfico da perda de carga x Reynolds.



#### 6.4 Avaliação do Ruído Devido à Turbulência na Seção de Testes

Considerando-se que uma das premissas do trabalho experimental era o de estudar o comportamento dos diferentes perfis sob condições próximas da realidade, os testes foram desenvolvidos utilizando-se uma instalação que simulava uma aplicação prática do medidor.

Como era de se esperar, o nível de ruído presente no sinal medido pelo sensor do anemômetro de fio quente mostrou-se, obviamente, maior do que o obtido em ensaios realizados em túneis de vento. Isto devido, principalmente, à própria turbulência inerente ao escoamento e às variações, mesmo que mínimas, da vazão de ar fornecida pelo ventilador.

Um levantamento do nível de ruído realizado na região central da seção de testes, sem a presença dos perfis e em 4 condições de vazão, resultou em valores médios da ordem de -77,5 dB na amplitude, observando-se uma predominância de perturbações de baixa frequência.

As medições do sinal referente à turbulência presente no escoamento e o espectro de amplitudes realizadas para cada corpo nos 4 diferentes números de Reynolds são apresentados nas figuras B.1 a B.4 do anexo B.

## 7. CONCLUSÕES

A seguir, são apresentados e discutidos os principais resultados obtidos com a investigação dos perfis descritos anteriormente.

Muito embora o número de tipos de perfis estudados tenha sido limitado, não permitindo estabelecer uma conclusão definitiva de que a geometria considerada perfeita para um corpo gerador de vórtices tenha sido encontrada, o estudo realizado mostrou claramente que a intensidade e a regularidade da emissão de vórtices são fortemente influenciadas pelo formato da seção transversal do corpo imerso no escoamento.

A seguir, são realizadas observações acerca do comportamento dos diferentes perfis testados.

### 7.1 Perfil 1 - Seção Circular

O cilindro circular foi o perfil mais utilizado nos primeiros modelos de medidores do tipo vórtice, talvez por se tratar da configuração mais simples e mais conhecida. Sob este aspecto, vale ressaltar que, para as finalidades de teste, o cilindro circular é conveniente porque é caracterizado por apenas um parâmetro, ou seja, seu diâmetro.

A perda de carga imposta ao escoamento pelo cilindro circular é o menor dentro do conjunto de perfis estudados, apresentando um valor da ordem de 55% do valor médio dos demais (ver a figura 6.12).

Entretanto, com base nos resultados obtidos, pode-se afirmar que um cilindro circular simples não é satisfatório como corpo gerador de vórtices em um medidor de vazão.

Ele possui duas desvantagens. Em primeiro lugar, o cilindro circular emite vórtices com frequência pouco constante para um determinado número de Reynolds fixo, ao contrário do que ocorre com a maioria dos cilindros que possuem uma aresta definida. Esta aresta mostra ser necessária para se definir com precisão o local da emissão dos vórtices no corpo e isto resulta em uma relação mais linear entre os números de Strouhal e de Reynolds, uma característica essencial para qualquer medidor de vazão.

Adicionalmente, pode-se verificar pela figura 6.11 que a relação sinal/ruído obtida para este tipo de corpo pode ser considerada como a de valor mais baixo, se comparado com os valores fornecidos por outros perfis.

É uma pena, portanto, que uma parte considerável do trabalho experimental desenvolvido ao longo deste século sobre o assunto da geração de vórtices por corpos imersos em escoamentos tenha sido realizada com cilindros de seção circular, ao invés de outros corpos de perfil mais adequado à função.

## 7.2 Perfil 2 - Seção Quadrada

Os resultados obtidos com testes realizados com o cilindro de perfil quadrado são interessantes sob o aspecto de que a relação sinal/ruído obtida para o corpo foi a segunda mais alta ao longo



de todos os números de Reynolds ensaiados indicando, a princípio, uma boa qualidade de sinal.

Adicionalmente, a perda de carga característica deste perfil provou ser menor que o apresentado pelo demais cilindros, à exceção do circular (ver a figura 6.12).

Entretanto, uma simples observação da figura 6.2 nos permite verificar a existência de uma grande instabilidade dos valores obtidos para o número de Strouhal, com variação dentro de uma faixa de aproximadamente  $\pm 4\%$ . Este comportamento é extremamente prejudicial à linearidade e repetibilidade de um medidor de vazão, uma vez que, apenas no estabelecimento da constante de calibração do medidor, a incerteza já seria considerável.

### 7.3 Perfis 3, 4, 5 e 6 - Seções Triangular e Trapezoidal com Ângulo Variável

Neste conjunto de perfis de seção transversal triangular e trapezoidal variável podemos incluir os quatro corpos cujas faces laterais apresentam um ângulo crescente de 5 em 5° em relação ao eixo axial da tubulação.

Neste tipo de perfil, várias dimensões geométricas influenciam na qualidade do sinal. No curso das investigações, somente o ângulo da inclinação dos planos laterais em relação ao plano central foi alterado. Na medida do possível, os demais parâmetros geométricos residuais do corpo foram mantidos constantes.

Os resultados mostrados na figura 6.11 indicam que o ângulo influencia sensivelmente na qualidade do sinal na classe de perfis e dimensões testadas.

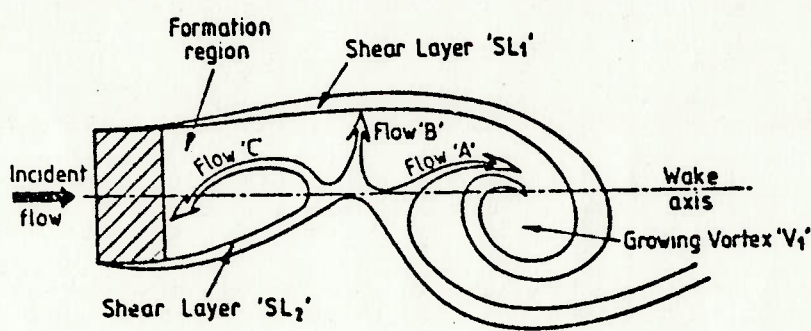
Como resultado dos estudos realizados, pode-se observar que, para estes perfis, o número de Strouhal de cada corpo permanece praticamente constante para Reynolds acima de  $2 \times 10^4$ , não se verificando variações sensíveis na frequência de geração de vórtices. Entretanto, um acréscimo do ângulo da face lateral do perfil, resulta em uma diminuição do valor do Strouhal aproximando-se do valor médio obtido para o cilindro de perfil quadrado.

No decorrer das experimentações, pode-se notar que os cilindros trapezoidais, especialmente o perfil 6, emitem os vórtices mais fortes comparativamente aos outros perfis, recomendando a sua utilização como um gerador de perturbações em um medidor de vazão de fluidos do tipo vórtice. A elevada intensidade deste componente periódico permitiria a utilização de uma eletrônica relativamente simples e barata na detecção da frequência, isto graças à elevada relação sinal/ruído proporcionada por este tipo de perfil.

Por sua vez, a perda de carga destes perfis estão entre os que apresentam os valores mais elevados do conjunto testado, indicando a necessidade de se levar em consideração o efeito deste parâmetro quando do projeto de um medidor de vazão.

#### 7.4 Perfis 7, 8, 9 e 10 - Seções Retangulares-Trapezoidais e Retangular com Placa Divisora

O intuito dos testes realizados com estes perfis foi o de verificar as conclusões de outros autores que, através de estudos realizados com corpos secundários e com placas divisoras verificaram que a relação sinal/ruído do processo de geração de vórtices e o número de Strouhal tendem a variar com a utilização destes corpos.



SCHEMATIC DIAGRAM OF THE VARIOUS FLOW REGIONS DURING VORTEX FORMATION

Figura 7.1 Modelo físico do processo de geração de vórtices.

De acordo com o modelo físico representado pela figura 7.1 e a pesquisas desenvolvidas por Gerrard (26), pode-se explicar que, junto à base do cilindro, existe uma área conhecida como "região de formação", onde se inicia a geração de vórtices. Aqui, duas camadas limite,  $SL_1$  e  $SL_2$  emergem a partir dos geradores de vórtices em ambos os lados do cilindro. Estas camadas limite giram alternadamente para formar vórtices que são, então, emitidos na esteira do escoamento.



Assim, para a avaliação da influência de placas divisoras ou de corpos secundários a jusante de um corpo principal, torna-se útil considerar um vórtice deste tipo, crescendo a partir de uma camada limite  $SL_1$ , no momento quando este vórtice se torna forte o suficiente para arrastar a camada limite  $SL_2$  através do eixo da esteira.

No modelo é possível se identificar três regiões neste estágio do processo de geração de vórtices. Estas regiões são as seguintes:

- (a) Região de entrada de fluido no vórtice em formação a partir do lado oposto da esteira (escoamento A na figura 7.1).
- (b) Região onde o fluido da camada limite oposta  $SL_2$  é induzido de volta à região de formação pela ação do vórtice em crescimento (escoamento C na figura 7.1).
- (c) Região de entrada de fluido através da camada limite turbulenta  $SL_1$ , a montante do vórtice em crescimento, a partir da camada limite oposta  $SL_2$  (escoamento B na figura 7.1).

O efeito da entrada do escoamento B reduz a intensidade do vórtice em formação uma vez que o fluido que ingressa carrega uma circulação de sinal oposto a aquele já presente em  $SL_1$ , além disso a magnitude da entrada (escoamento B) é governada pelo comprimento fracional da camada limite  $SL_1$ , que é turbulenta, a jusante do vórtice em formação.

Considere-se agora a esteira de emissão de vórtices representada pela figura 7.1. Aqui, o vórtice  $V_1$  será alimentado pela circulação a partir da camada limite  $SL_1$  até que ele se torne forte o suficiente para arrastar totalmente a camada limite  $SL_2$  através da esteira. Finalmente, a chegada em quantidade suficiente de uma vorticidade de sinal oposto fará com que o vórtice seja emitido.

A inserção de um corpo secundário ou de uma placa divisora na esteira de um cilindro faz com que as camadas limite se tornem mais delgadas e mais difusas. Assim, no final da região de formação, onde ocorre a interação de camadas limite, a circulação contida nestas camadas será espalhada sobre uma área muito maior e demorará mais tempo para que uma quantidade suficiente de circulação seja transportada através da esteira. Desse modo, isto significa que será necessário um tempo maior para que o vórtice seja emitido. Consequentemente, a partir do modelo de Gerrard, quando uma placa divisora (que não deve ser longa demais a ponto de destruir o processo de geração de vórtices) é inserida na esteira de um cilindro rombudo, era de se esperar um decréscimo no número de Strouhal.

Esta tendência foi confirmada pelas experiências desenvolvidas como pode ser visto nos resultados típicos apresentados pelos perfis 8, 9 e 10 e ilustrados nas figura 6.8, 6.9 e 6.10.

Quanto ao perfil 8, o seu número de Strouhal mostrou-se praticamente igual ao do perfil 6, isto devido, provavelmente, à

pequena espessura da face paralela à tubulação o que geometricamente o faz se comportar como um trapézio.

Adicionalmente, o bom nível de sinal apresentado por estes cilindros poderia ser explicado da seguinte maneira. A presença de um corpo secundário ou de uma placa divisora na esteira de um cilindro desestimula a presença de escoamentos através da região de formação, por exemplo, inibindo o escoamento B na figura 7.1. Desta maneira, estes obstáculos reduzem a quantidade de ingresso de vorticidade oposta na camada limite que alimenta o vórtice em formação.



## 8. COMENTÁRIOS FINAIS

Neste trabalho foram apresentados os resultados obtidos na otimização de perfis de corpos rombudos utilizados em medidores de vazão do tipo vórtice.

Um dos objetivos principais do trabalho foi a obtenção de uma avaliação quantitativa do processo de geração de vórtices, definido em termos de um parâmetro baseado na relação sinal/ruído. Foram estudados, além do número de Strouhal e da perda de carga de cada corpo, também a influência do perfil da seção transversal na qualidade do sinal de geração de vórtices medido através de um anemômetro de fio quente posicionado na borda da esteira na camada limite.

Os resultados obtidos confirmam a eficiência e abrangência do método utilizado. Ele torna possível realizar investigações com corpos de diferentes geometrias. Isto é bastante importante no momento em que são utilizados corpos rombudos de perfis mais e mais complicados.

Os dados mostram que a qualidade do sinal pode ser melhorado consideravelmente pela escolha cuidadosa da geometria da seção transversal do cilindro e pela possível alteração nas dimensões básicas do corpo. Embora sejam necessários estudos adicionais para a determinação da combinação ótima destes diferentes parâmetros de projeto, os resultados obtidos possuem implicação direta no eventual projeto de medidor de vazão do tipo vórtice.

Considerando-se o conjunto de tipos de corpos estudados, uma geometria recomendável para o gerador de vórtices é a de um corpo de seção transversal trapezoidal com ângulo ao redor de  $75^{\circ}$ , isto devido ao baixo ruído e a alta intensidade dos vórtices gerados pelo mesmo comparativamente a outros perfis de diferentes geometrias. Obviamente, uma definição final acerca das dimensões e dos ângulos deveria ser objeto de investigações e testes complementares.

Devem ser tomados os devidos cuidados ao estender as conclusões obtidas neste trabalho para outros tipos de cilindro. Não obstante, elas realmente oferecem algum direcionamento para as próximas investigações que objetivem alcançar um perfil adequado que propicie uma boa relação sinal/ruído com consequentes melhorias na exatidão e na faixa de operação de medidores do tipo vórtice. Todas as experimentações descritas no trabalho foram desenvolvidas em condições de escoamento nominalmente bi-dimensional. O efeito das camadas limite das paredes do tubo utilizado como seção de testes, que poderiam levar a um escoamento tri-dimensional sobre o cilindro, e a influência da bloqueio no processo de geração de vórtices têm ainda que ser investigadas antes que as formas e os modelos definitivos de perfis para os medidores de vazão do tipo vórtice possam ser construídos.

## 9. REFERÊNCIAS

- 1) KARMAN, Von T. and RUBACK Phys. Z. Vol. 59 (1911-12), p.49.
- 2) BRAIN, S.; SOTT, R. W. Survey of pipeline flowmeters. J. Phys. E: Sci. Instrum., 1982, v.15, p.967-980.
- 3) LOMAS, D. Vortex, turbine, orifice - wich one do I choose? Kent Instruments.
- 4) MEDLOCK, R. S. The vortex flowmeter - its development and characteristics. Australian Journal of Instrumentation and Control, april 1976, p.24-34.
- 5) BS 7405 : 1991 Selection and application of flowmeters for the measurement of fluid flow in closed conduits, British Standard, 30 august 1991.
- 6) TORII, K.; YANAGIHARA, J. I.; NAGAI, Y. Heat transfer enhancement by vortex generators. Proc. of The ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 1991, p.77-83.
- 7) STROUHAL, V. Uber eine besondere Art der Tonerregung. Ann. Phys. Chem. 5, 1878, p.216-51.
- 8) MALLOCK, A. Proc. Roy. Soc. A 79, 1907, p.262.
- 9) RAYLEIGH, L. Phil. Mag., v.6, 1915-4, p.433.
- 10) TOMOCHIKA, S. Aero. Res. Inst. Univ. of Tokyo, Rep. n.48, 1929-8, p.213; n.168, 1930-3, p.101.



- 11) ROSHKO, A. On the Development of Turbulent Wakes from Vortex Streets. NACA Report n.1191, 1952.
- 12) TSUCHIYA, K. et al., Proc. Japan Soc. Mech. Engr., n.169, 1967-4, p. 97.
- 13) YAMAZAKI, H. et al., Proc. 6th Japan Soc. Instr. Contr. Engr. Conf., 1967-10, p.389.
- 14) B.T.H. Improvements in and relating to velocity measuring apparatus. Brit. Pat. 407.819, 1934.
- 15) SHIBA, H. Transactions of Japan Society Shipbuild., v.97, 1960, p.127.
- 16) BIRD, W. G. Improvements in or relating to Apparatus for the Measurement and Integration of Fluid Velocities. UK Patent Spec. 823.684, 1959.
- 17) MAIR, W. A. The effect of a rear mounted disc on the drag of a blunt based body of revolution. The Aeronautical Quarterly, Nov. 1965, v.16, n.4, p.350-60.
- 18) LUCAS, G. P.; TURNER, J. T. Influence of cylinder geometry on the quality of its vortex shedding signal. International Conference on Flow Measurement, 20-23 august 1985, Melbourne, Australia.
- 19) PERRY, A. E. Hot wire anemometry. Clarendon Press - Oxford, 1982.

- 20) PANKANIN, G. L. The influence of the bluff body shape on the vortex signal quality. Proceedings of Fluid Flow Measurement in the Mid-1980's, NEL, 9-12 june 1986, v.1, paper 3.3.
- 21) MUJUNDAR, A. S.; DOUGLAS, W. J. M. Vortex shedding from slender cylinders of various cross sections. Transactions of the ASME, september 1973, p.474-476.
- 22) TSUCHIYA, K., Ogata, S. and Ueta, M. Karman vortex flow meter. Bulletin of The JSME, 1970, v.13, No. 58, p.573-582.
- 23) BEARMAN, P. W.; TRUEMAN, D. M. An investigation of the flow around rectangular cylinders. Aeronautical Quarterly, 1972, v.XXIII, p.229-237.
- 24) ZANKER, K. J.; COUSINS, T. The performance and design of vortex meters. Proceedings of Fluid Flow Measurement in the Mid-1970's, NEL, 8-10 april 1975, v.1, p.195-221.

## AGRADECIMENTOS

O autor deseja expressar seus agradecimentos ao Prof. OTÁVIO DE MATTOS SILVARES por sua valiosa e prestigiosa orientação, aos colegas do Laboratório de Medidas de Vazão e Máquinas de Fluxo do IPT e, em especial, aos amigos NILSON MASSAMI TAIRA, pelo suporte oferecido na edição final do trabalho, e RUI GUSTAVO BADDINI GABRIOTTI, pela diligência com que auxiliou no desenvolvimento das experiências.

Para YUMI e AKIO dedico este trabalho.



ANEXO A

ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE  
VÓRTICES DOS DIFERENTES PERFIS

FIGURA A.1.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 1 (Re = 36.000)

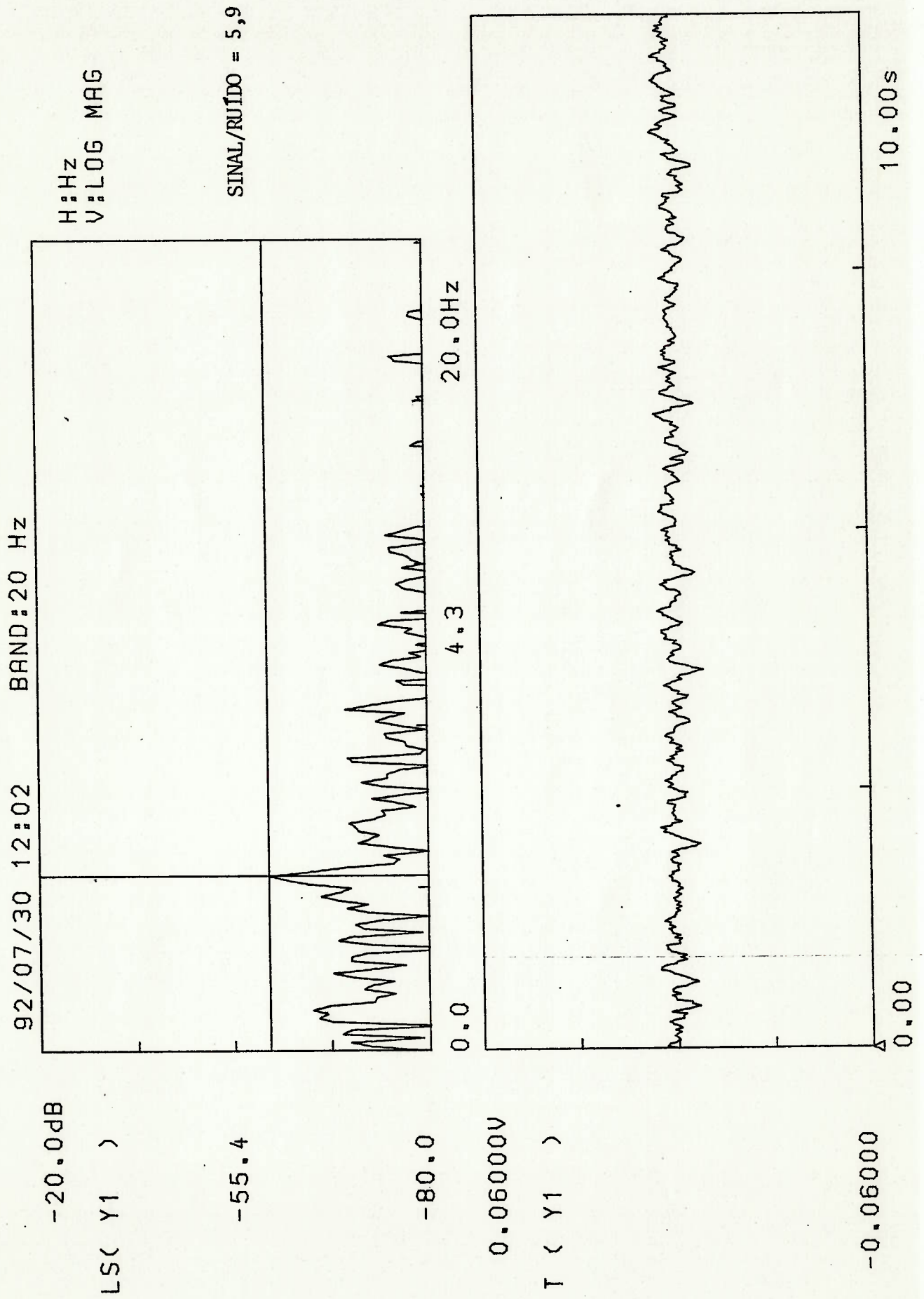


FIGURA A.1.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 1 ( $Re_D = 75.000$ )

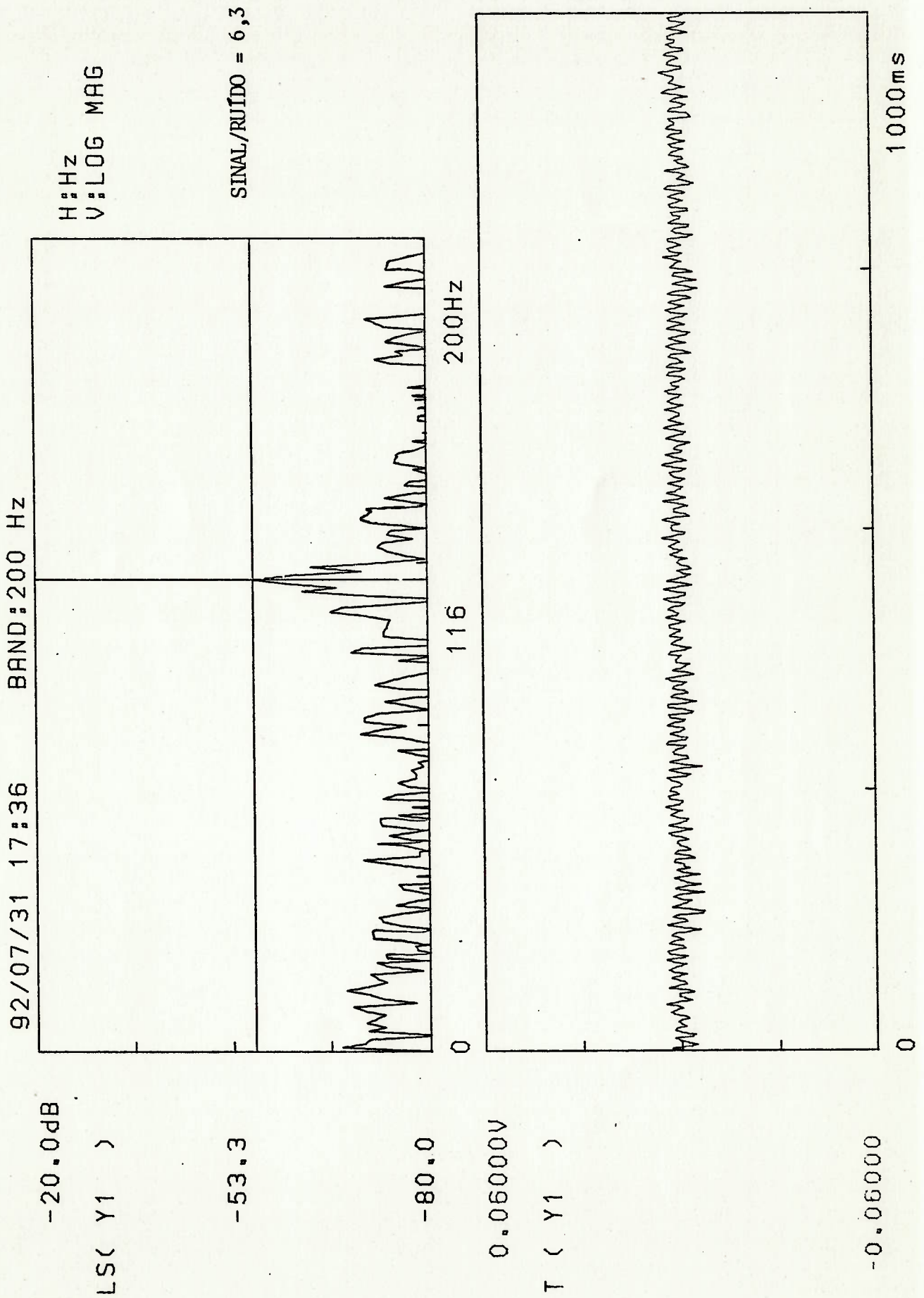




FIGURA A.1.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTECES DO PERFIL 1 ( $Re_D = 115.000$ )

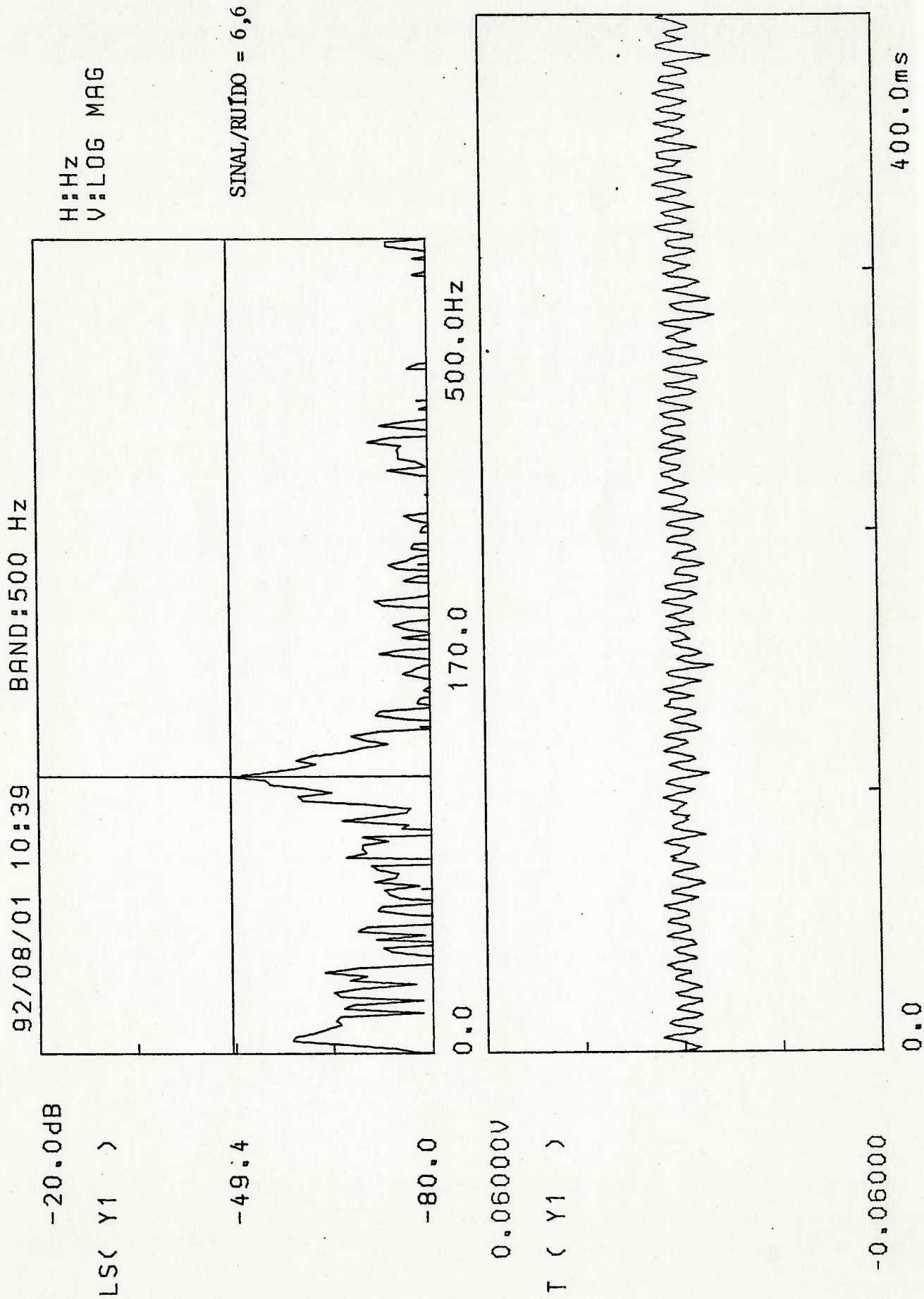


FIGURA A.1.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 1 ( $Re_D = 150.000$ )

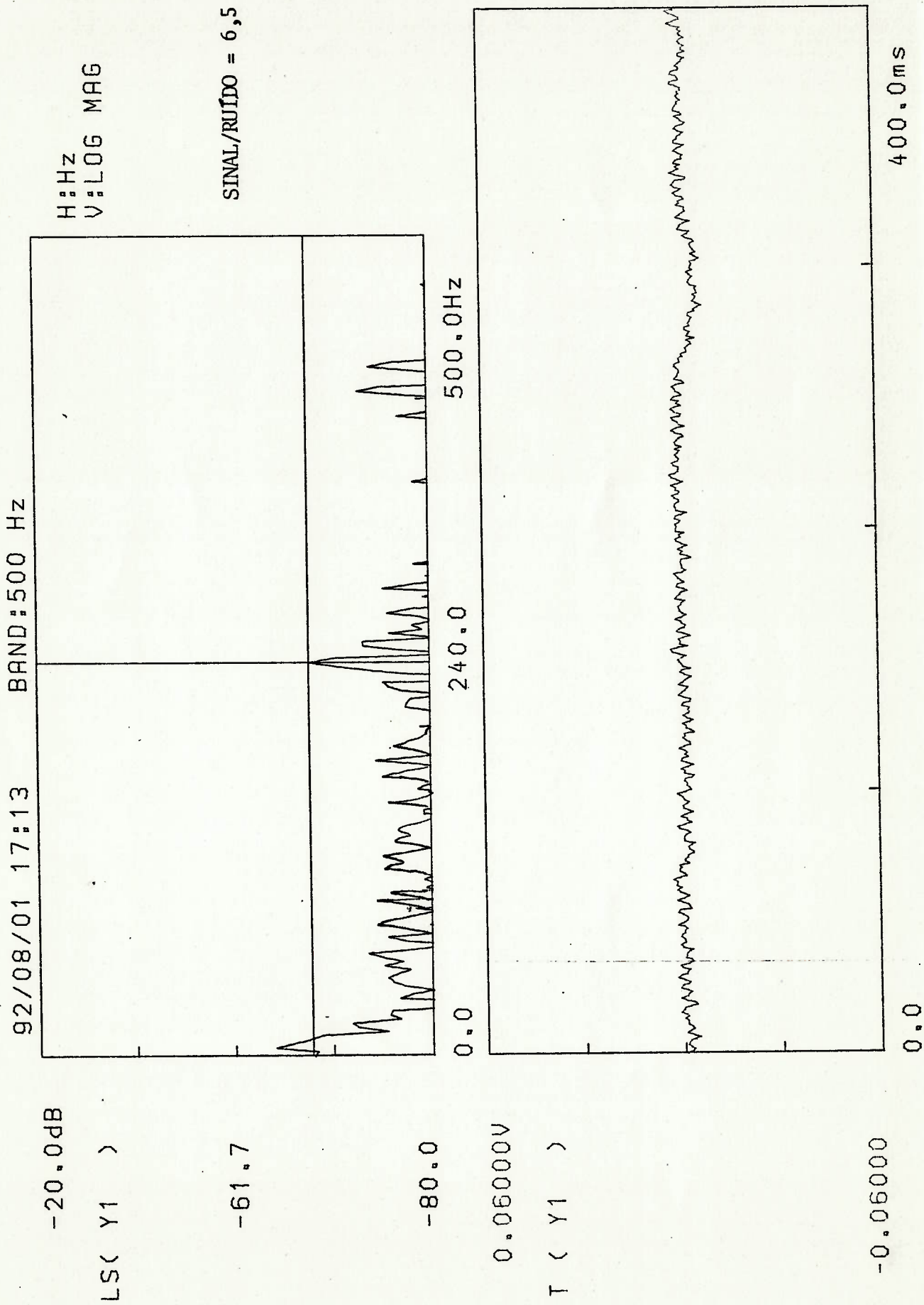


FIGURA A.2.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 2 ( $Re_D = 36.000$ )

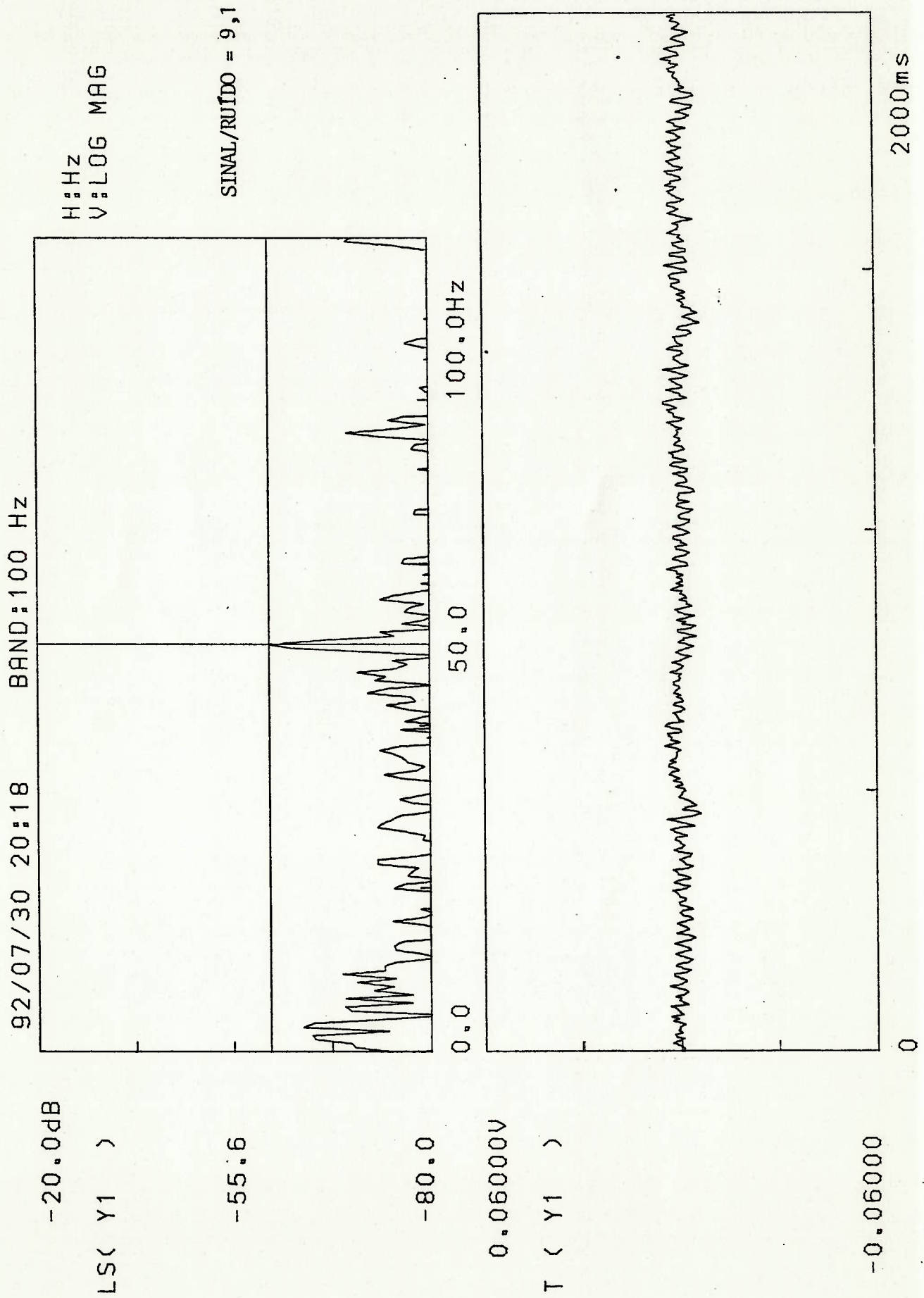




FIGURA A.2.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 2 ( $Re_D = 75.000$ )

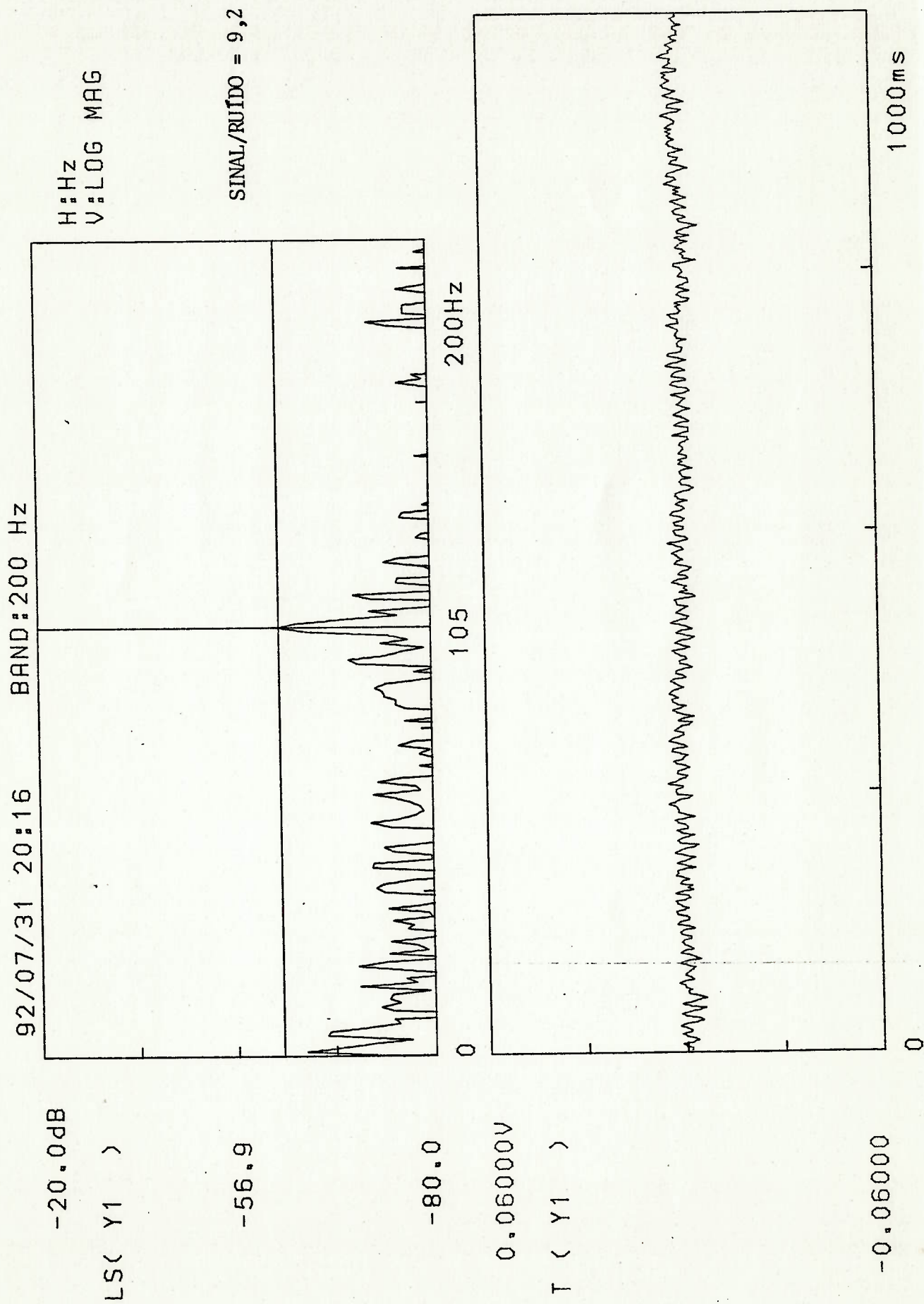


FIGURA A.2.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTECES DO PERFIL 2 ( $Re_D = 115.000$ )

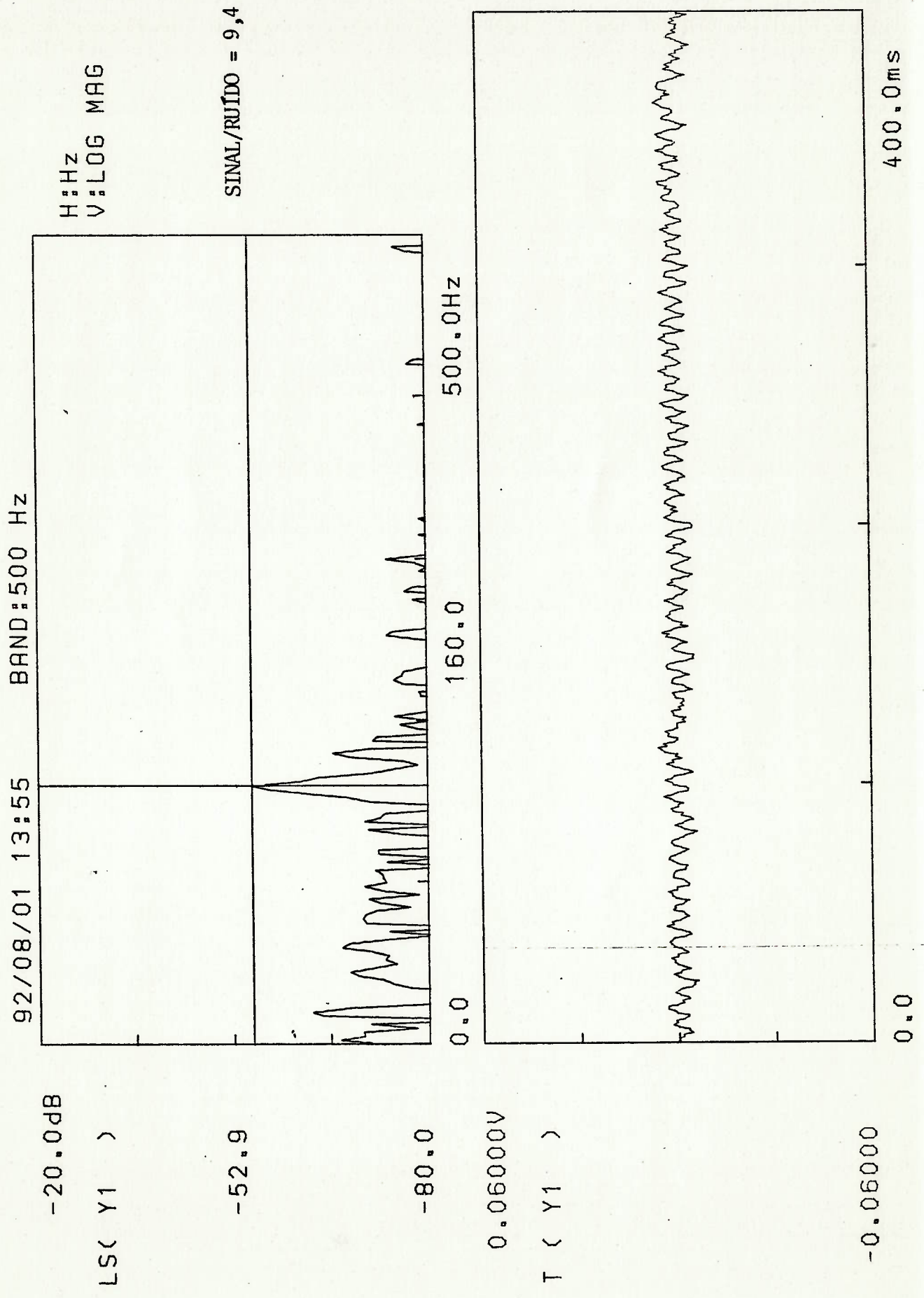


FIGURA A.2.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 2 ( $Re_D = 150.000$ )

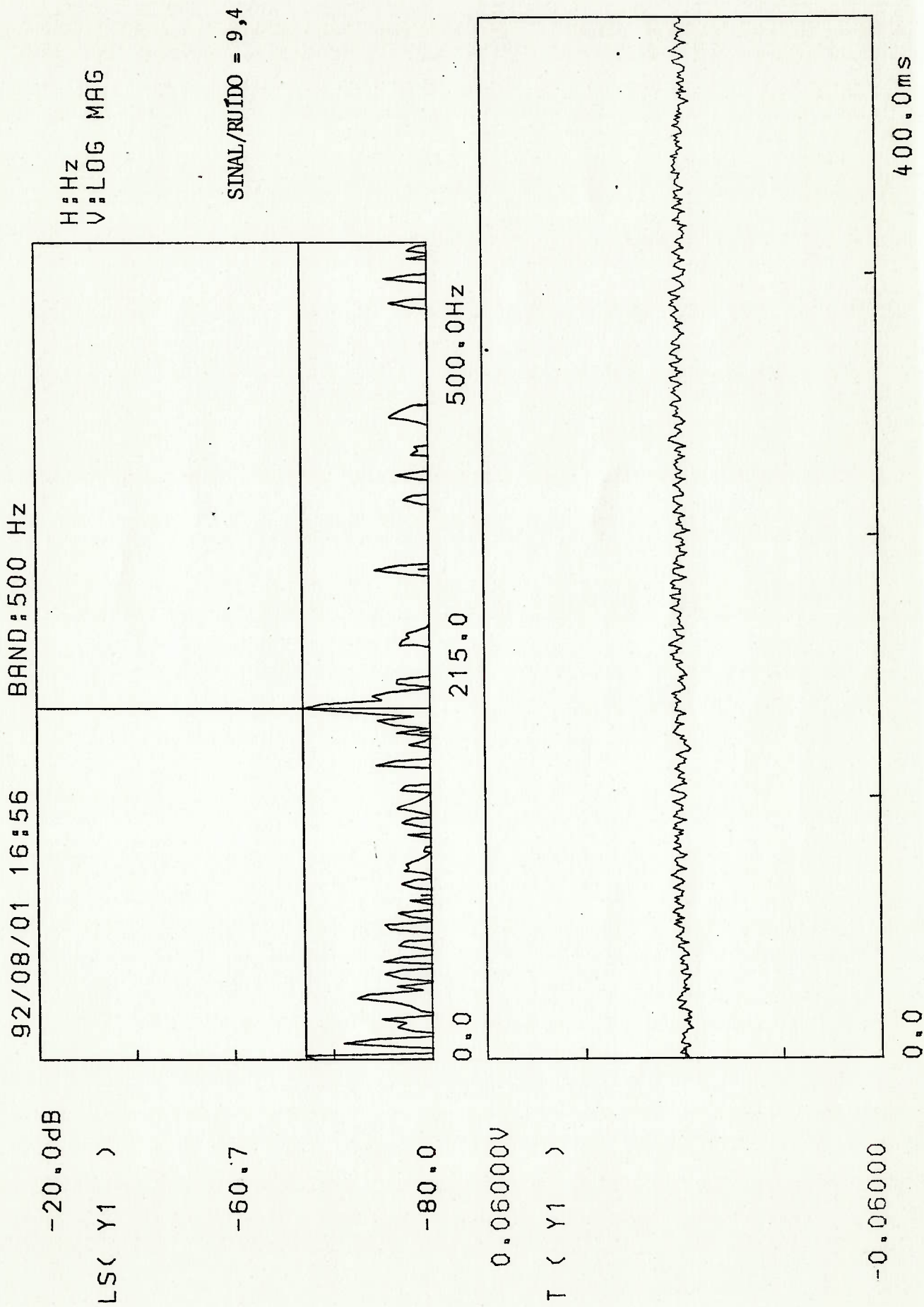




FIGURA A.3.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 3 ( $Re_D = 36.000$ )

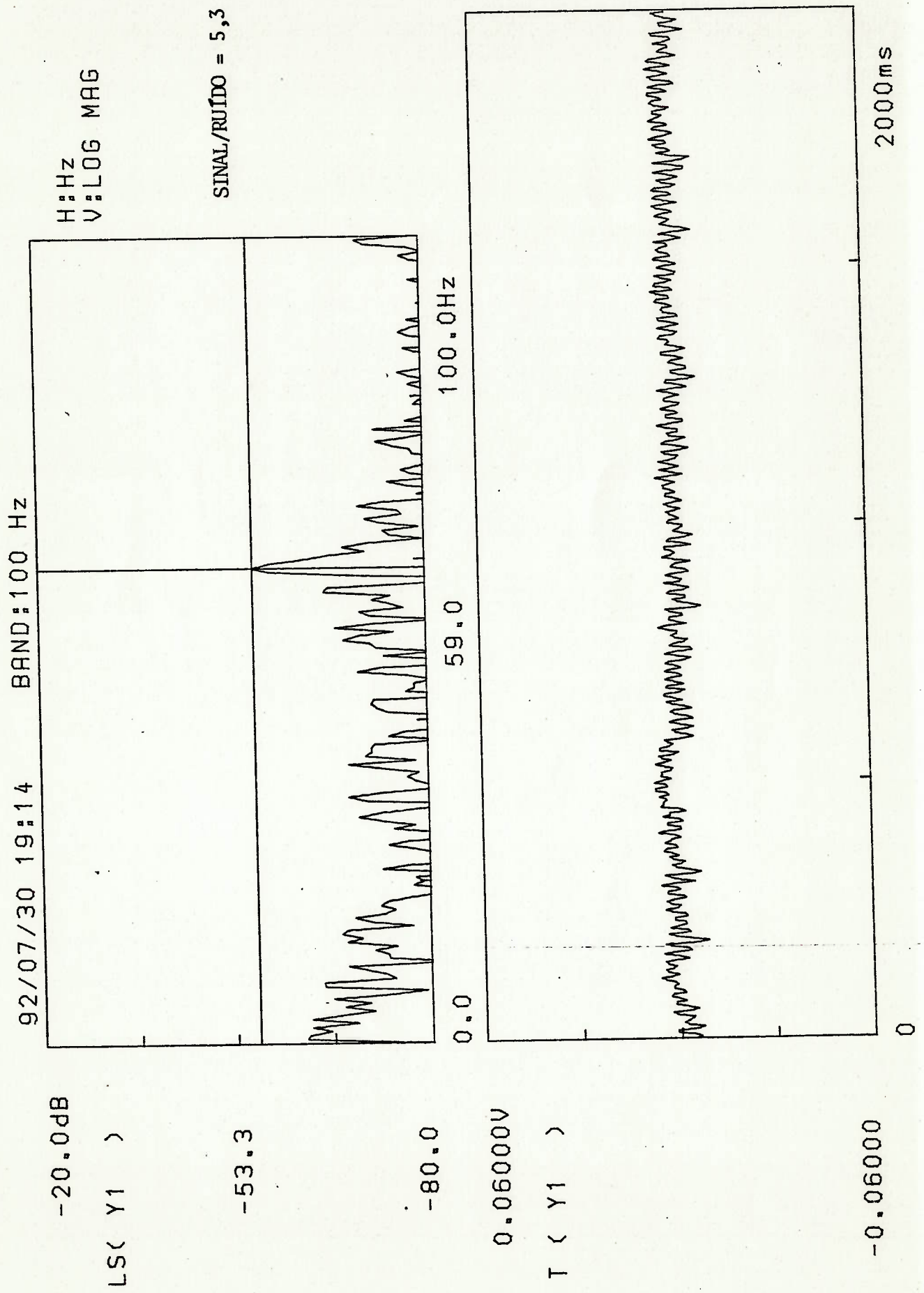


FIGURA A.3.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 3 ( $Re_D = 75.000$ )

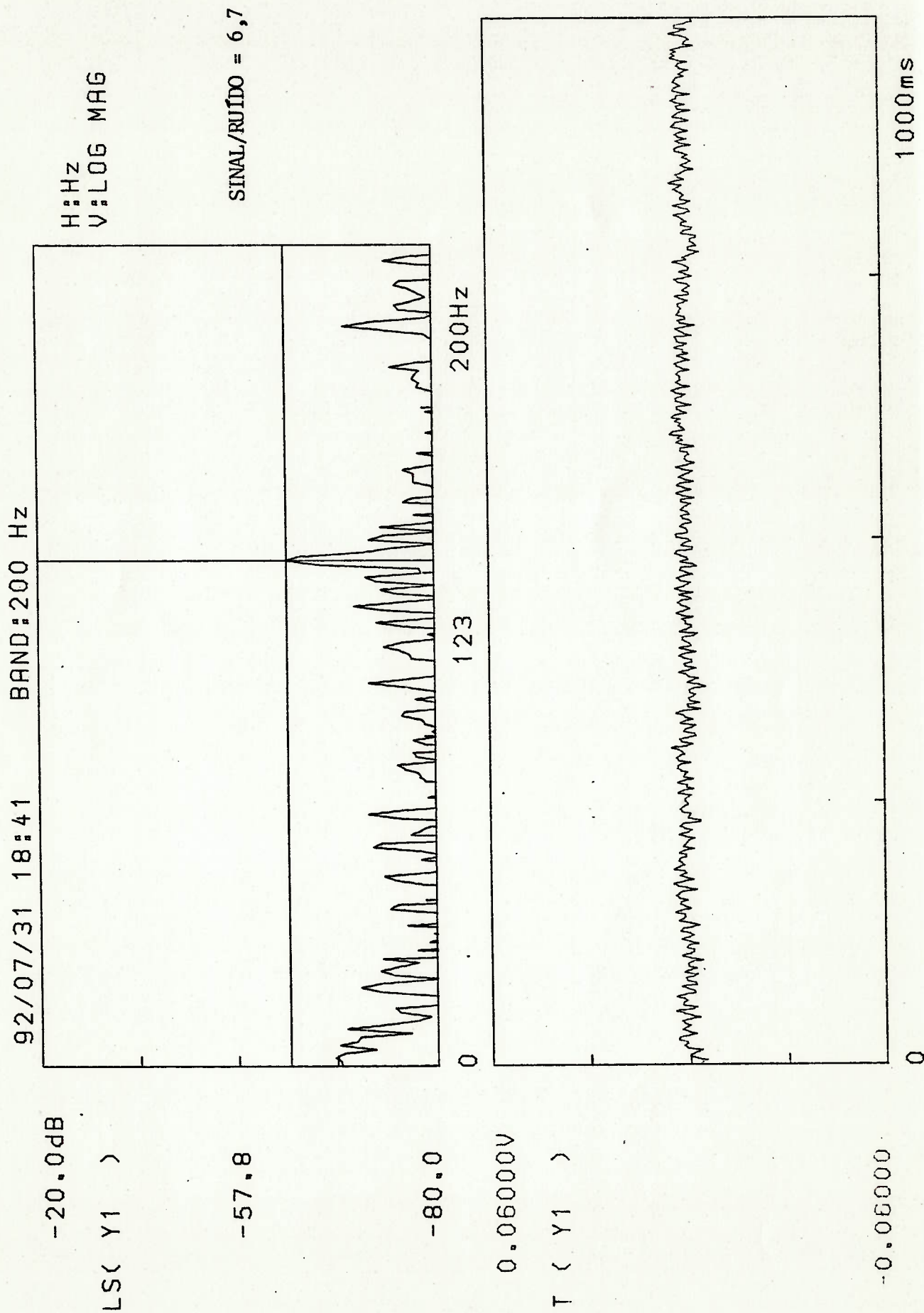


FIGURA A.3.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTECES DE PERFIL 3 ( $Re_D = 115.000$ )

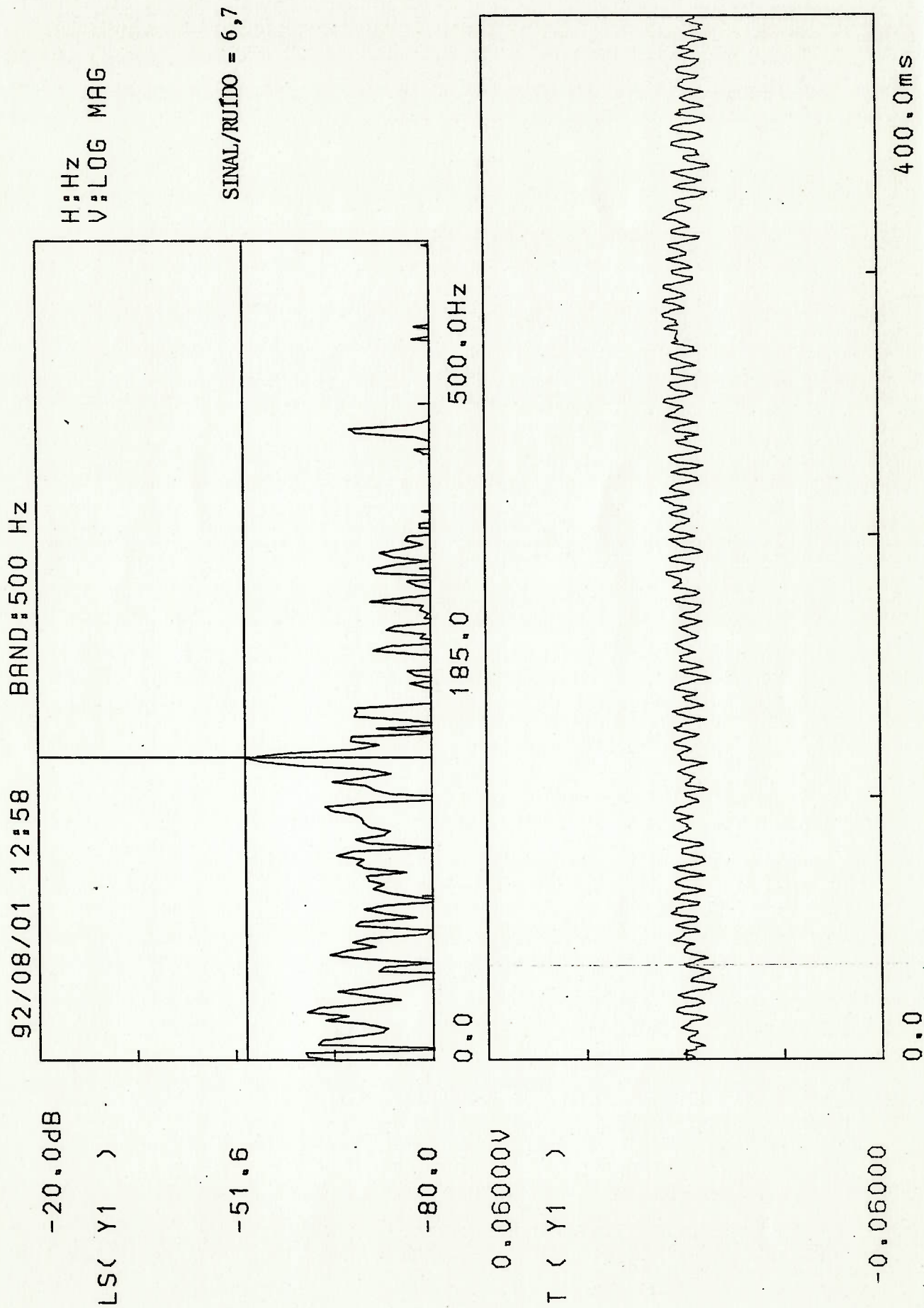




FIGURA A.3.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 3 ( $Re_D = 150.000$ )

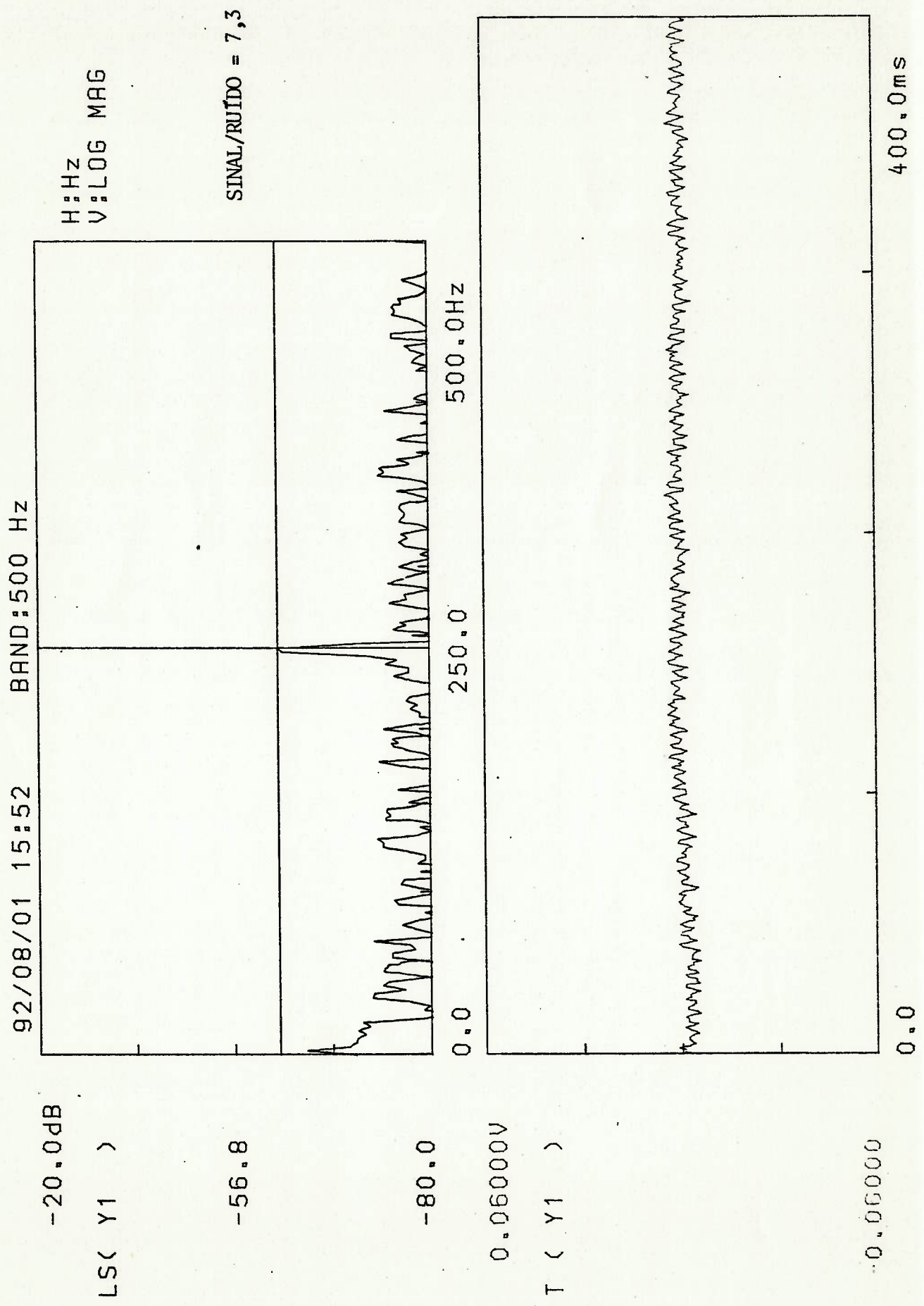


FIGURA A.4.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 4 ( $Re_D = 36.000$ )

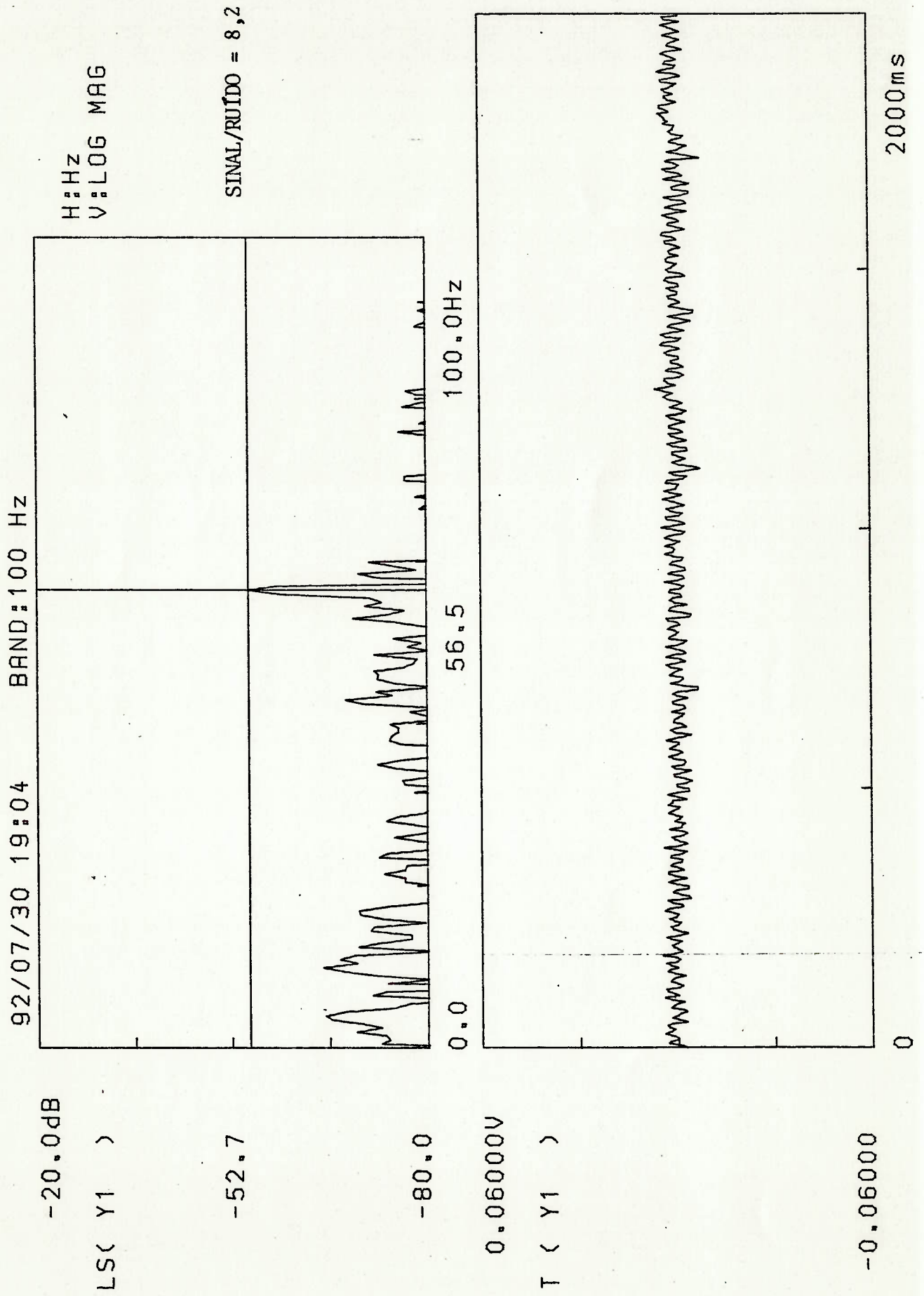


FIGURA A.4.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 4 ( $Re_D = 75.000$ )

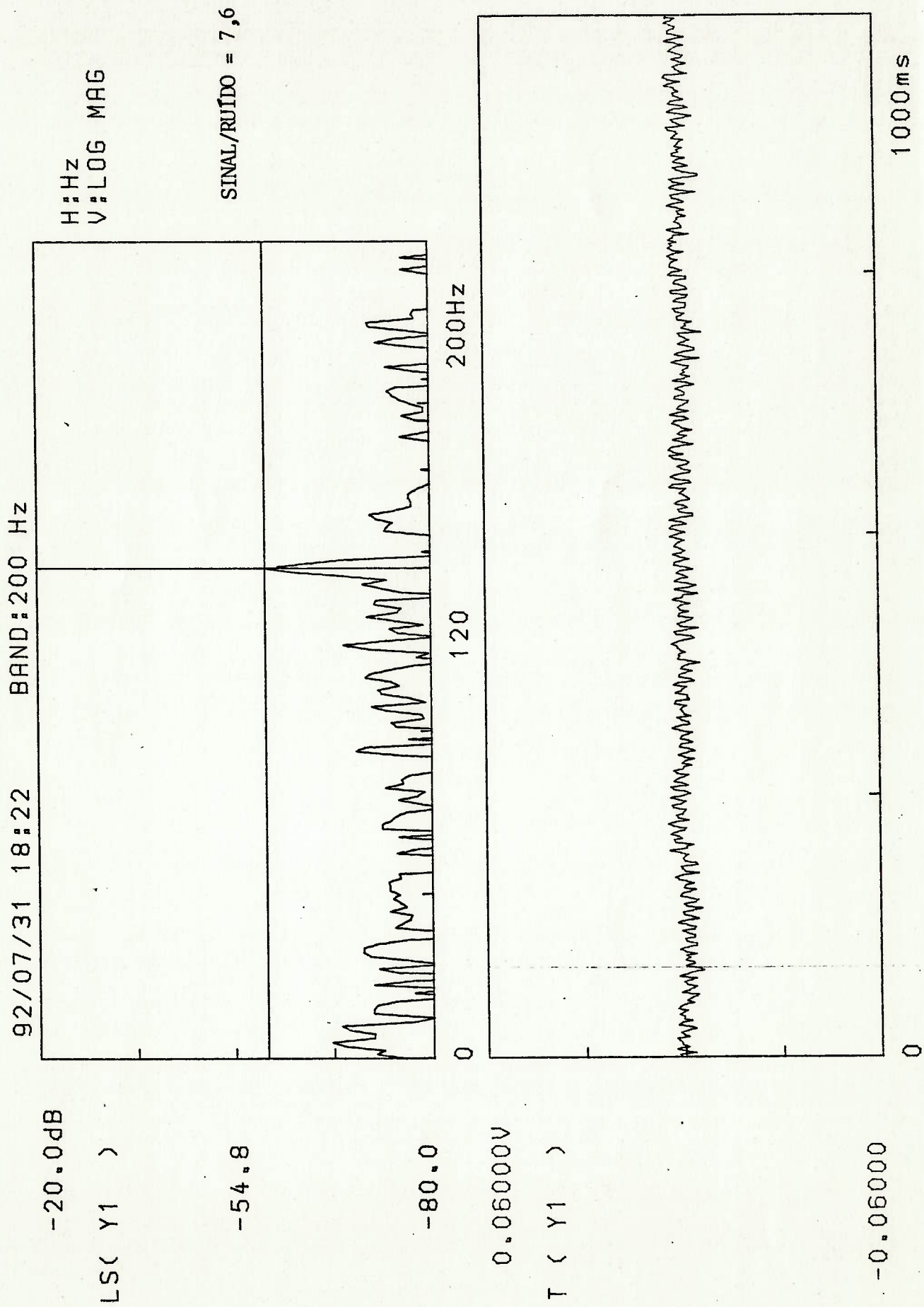




FIGURA A.4.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 4 ( $Re_D = 115.000$ )

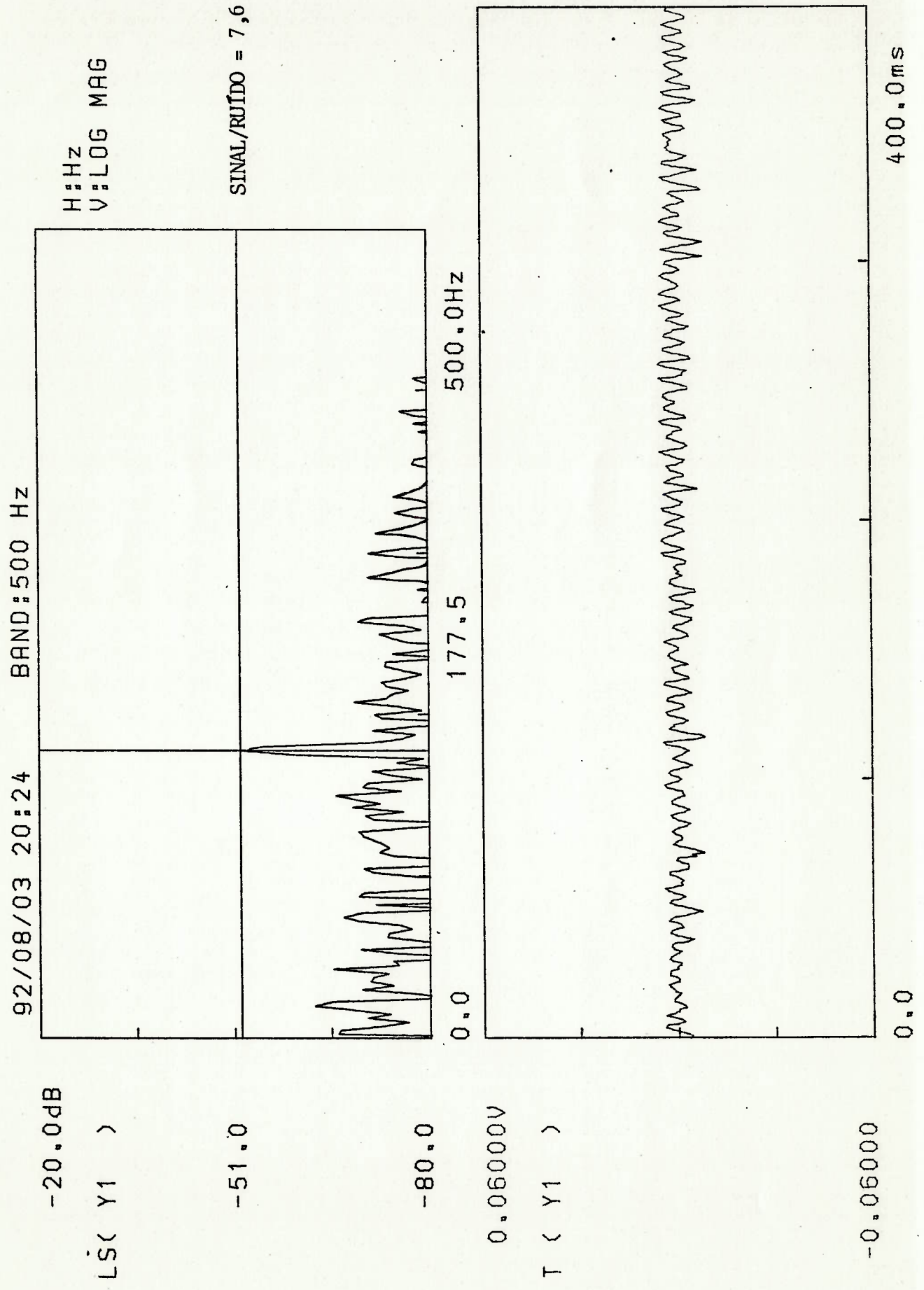


FIGURA A.4.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 4 ( $Re_D = 150.000$ )

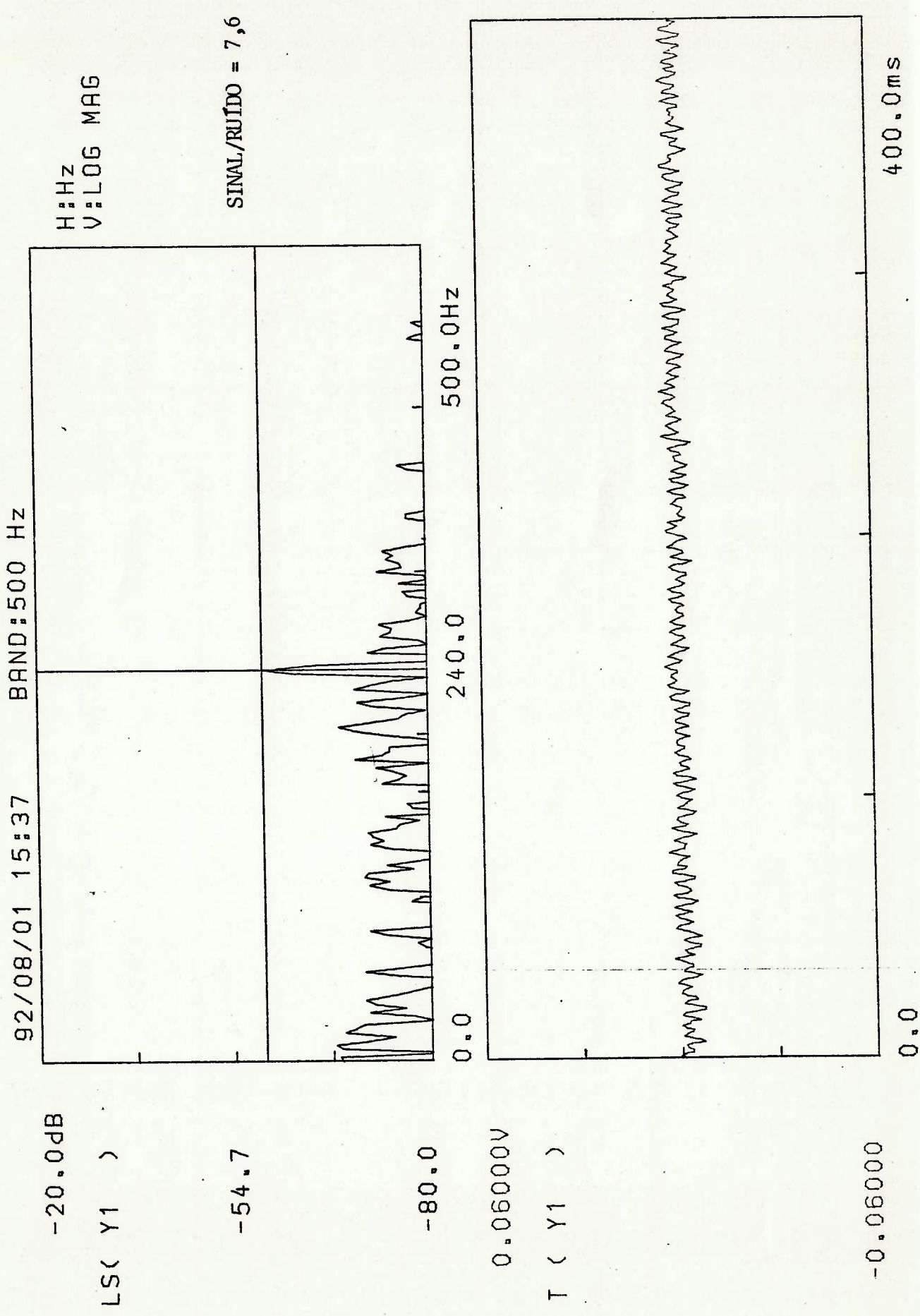


FIGURA A.5.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 5 ( $Re_D = 36.000$ )

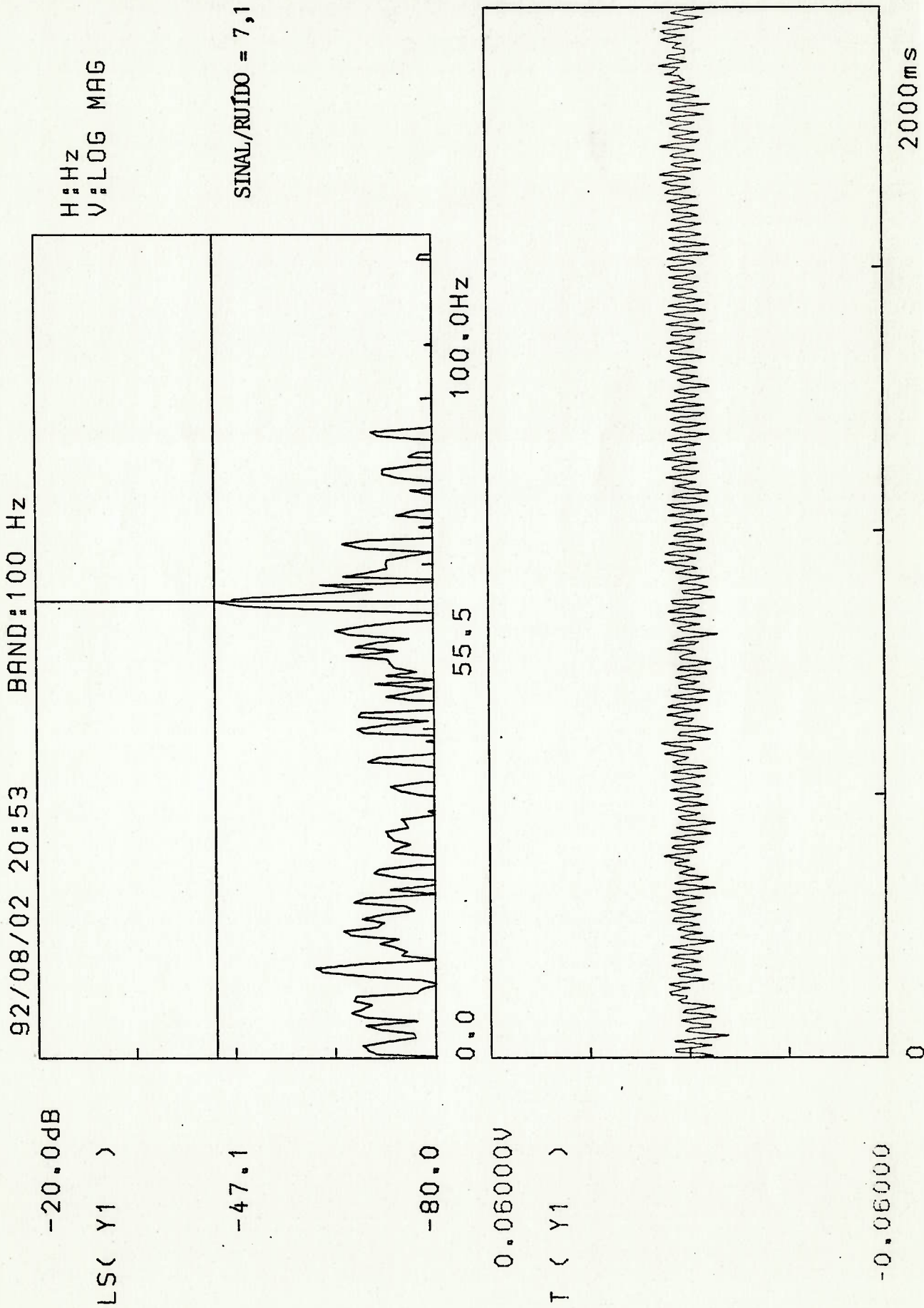




FIGURA A.5.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 5 ( $Re_D = 75.000$ )

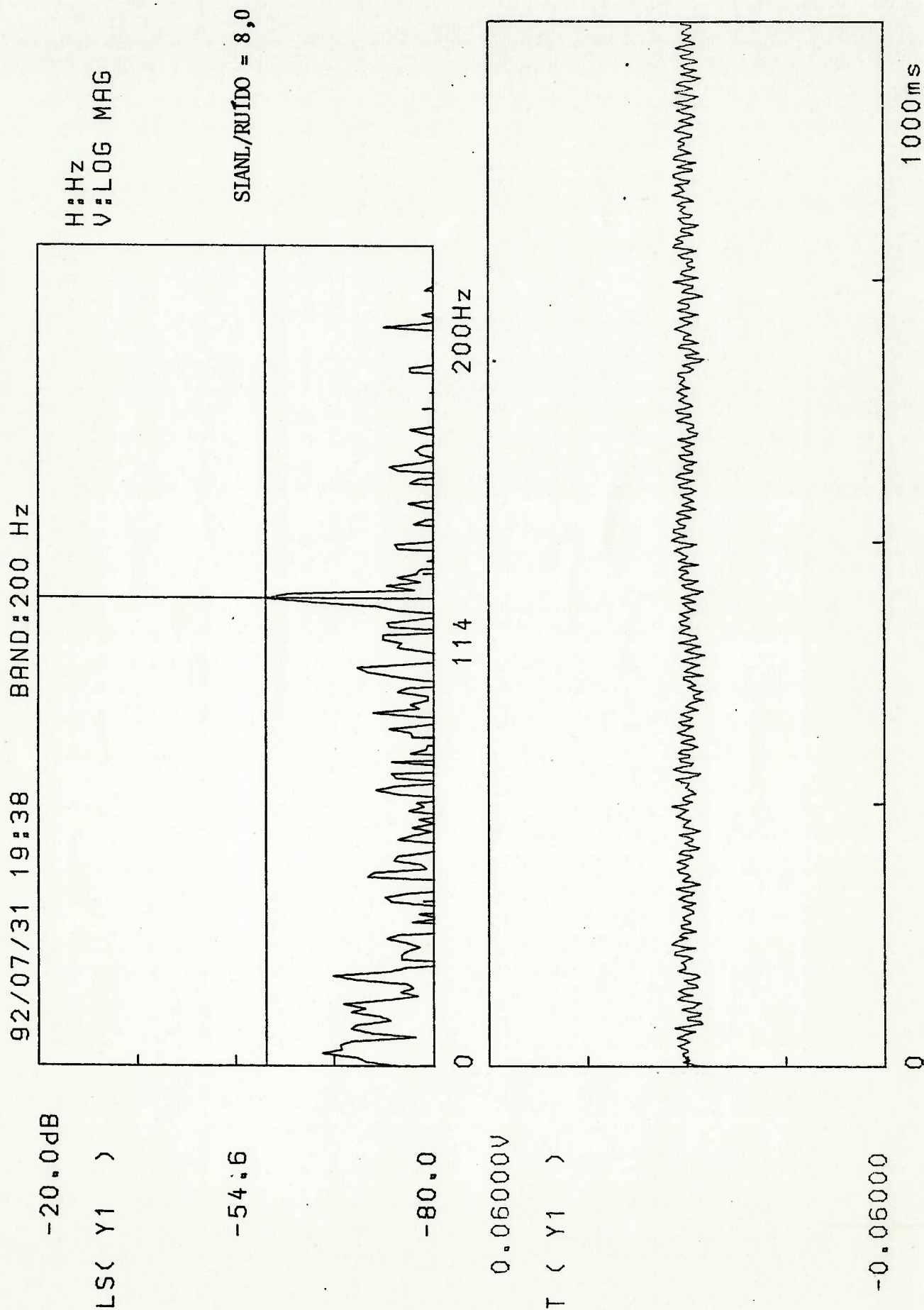


FIGURA A.5.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 5 ( $Re_D = 115.000$ )

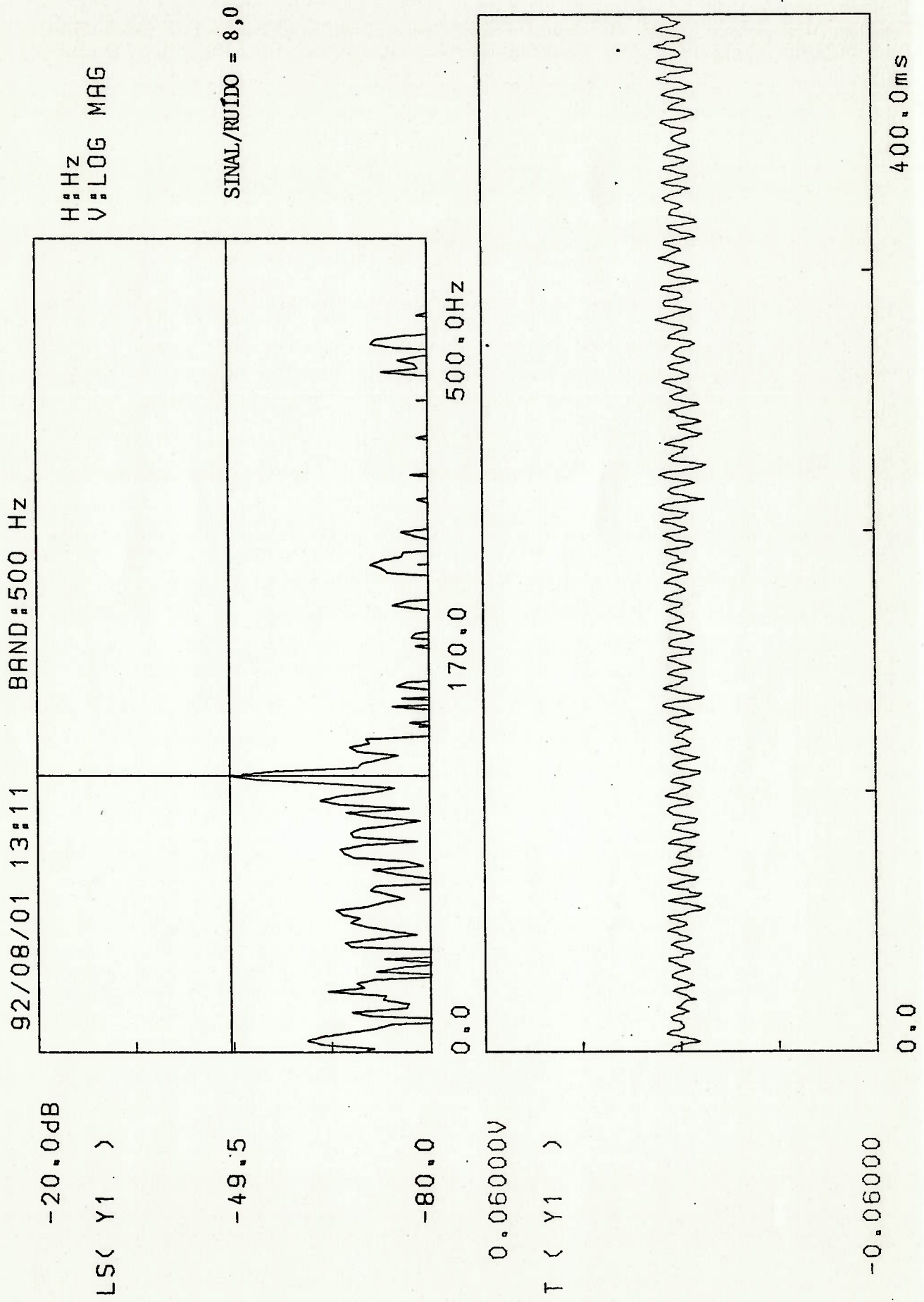


FIGURA A.5.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 5 ( $Re_D = 150.000$ )

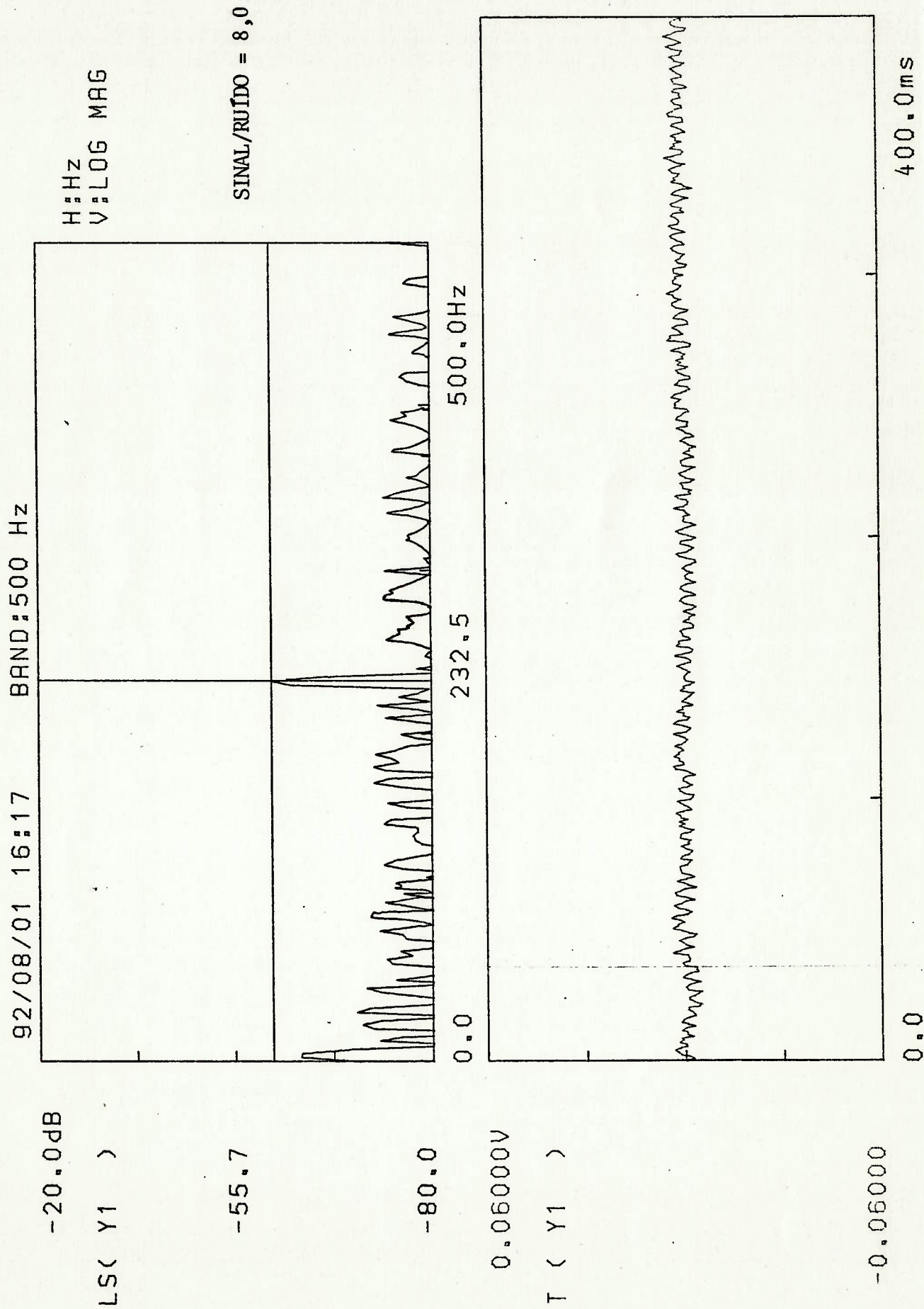




FIGURA A.6.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 6 ( $Re_D = 36.000$ )

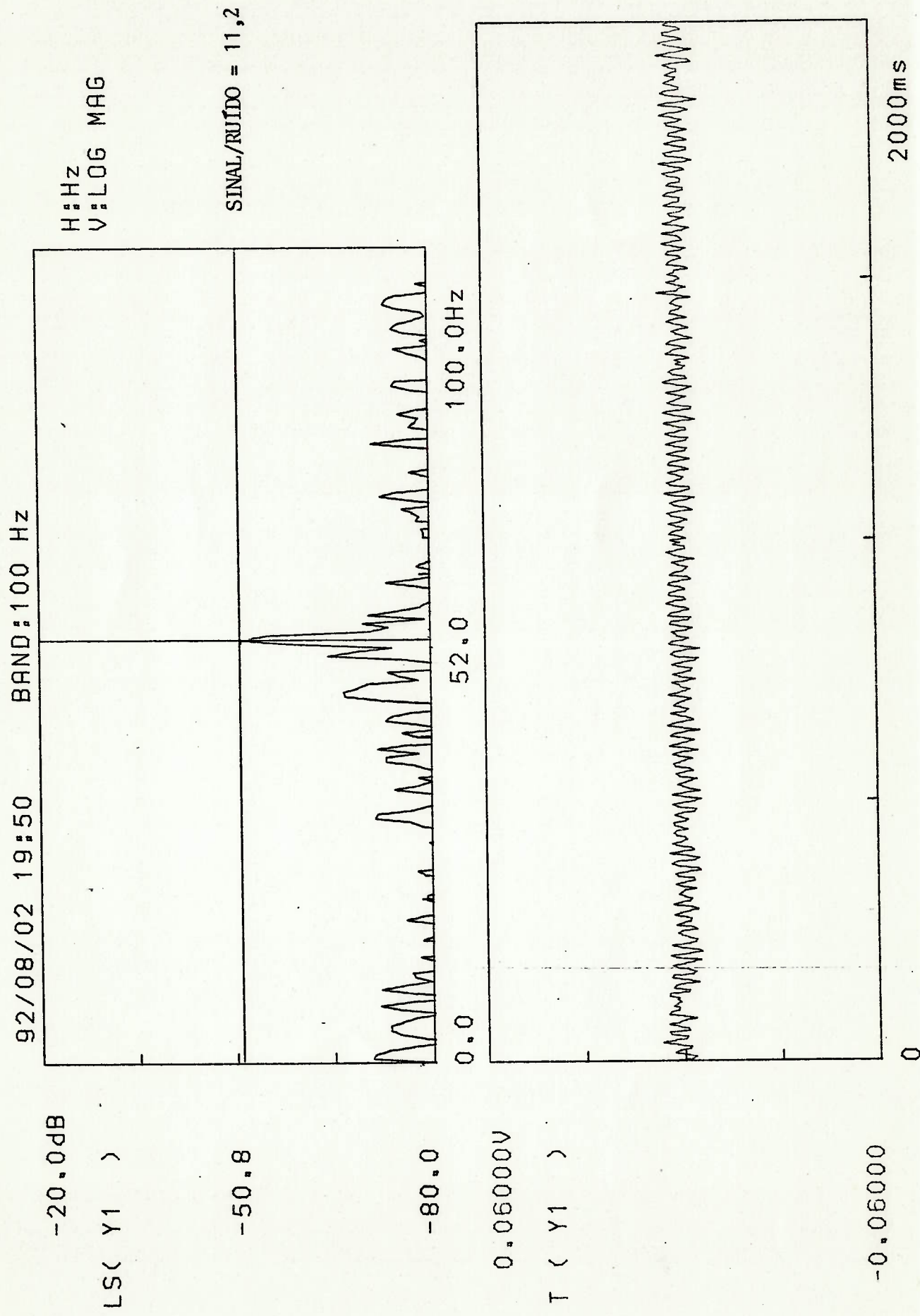


FIGURA A.6.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 6 ( $Re_D = 75.000$ )

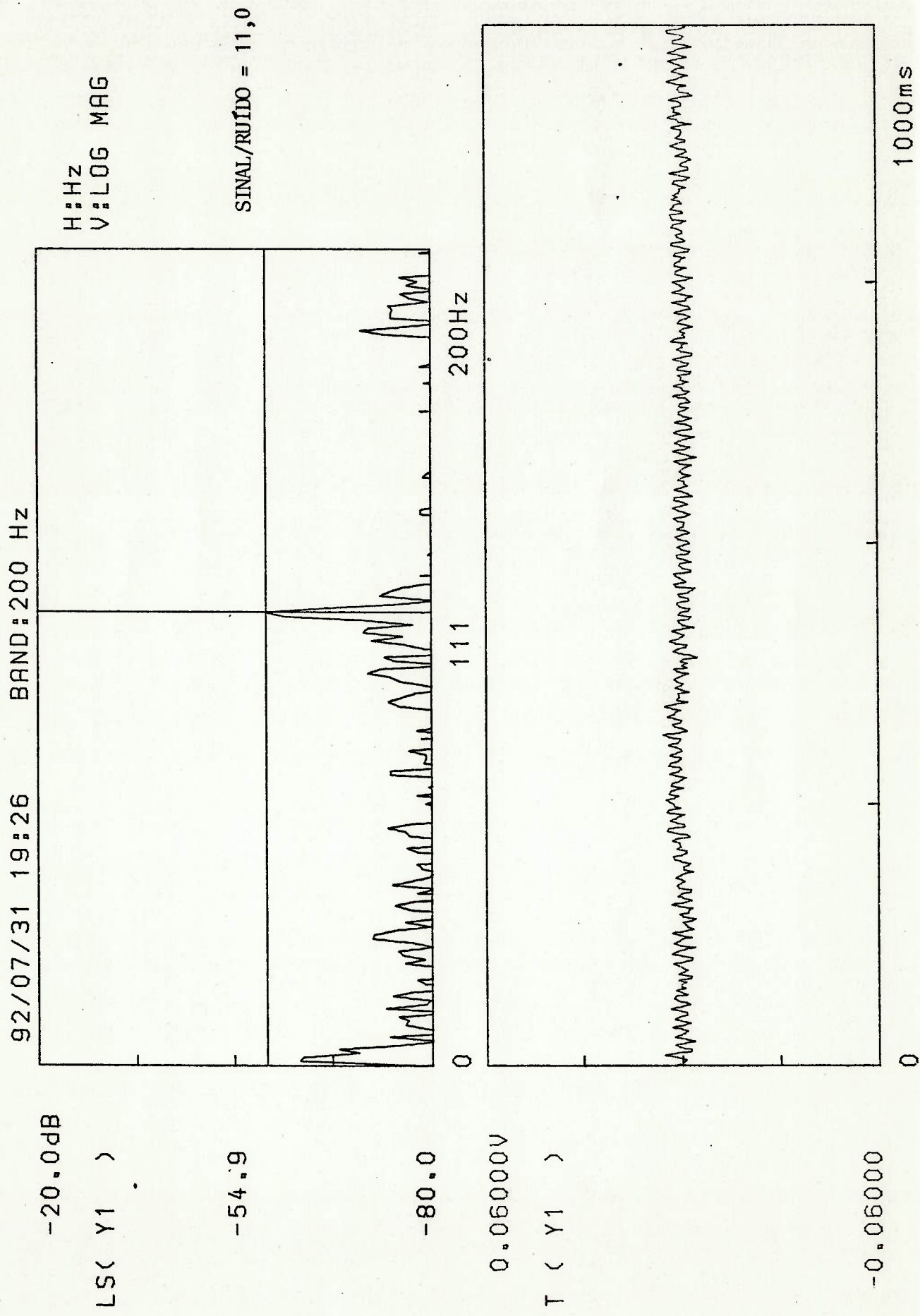


FIGURA A.6.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTECES DO PERFIL 6 ( $Re_D = 115.000$ )

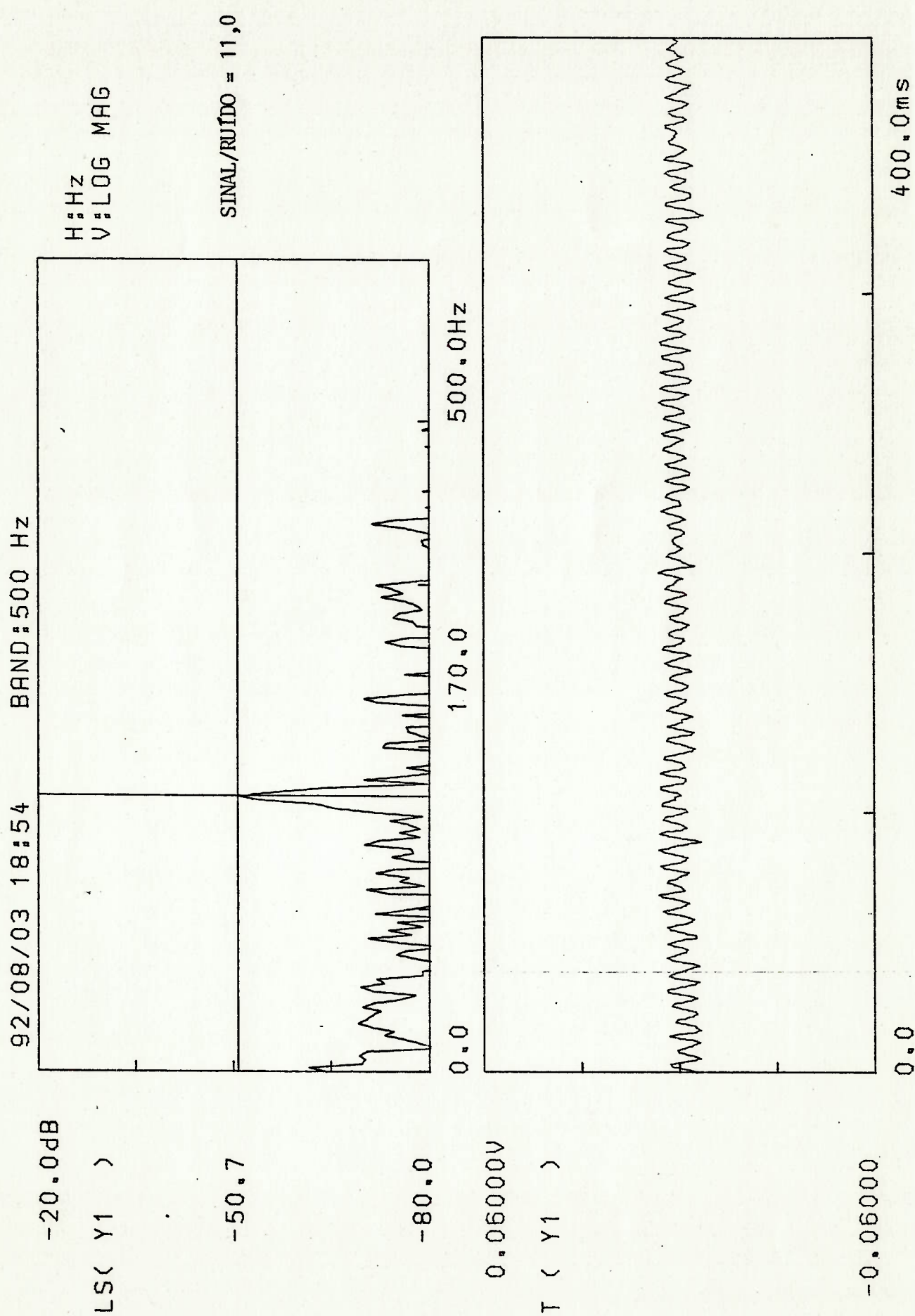




FIGURA A.6.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 6 ( $Re_D = 150.000$ )

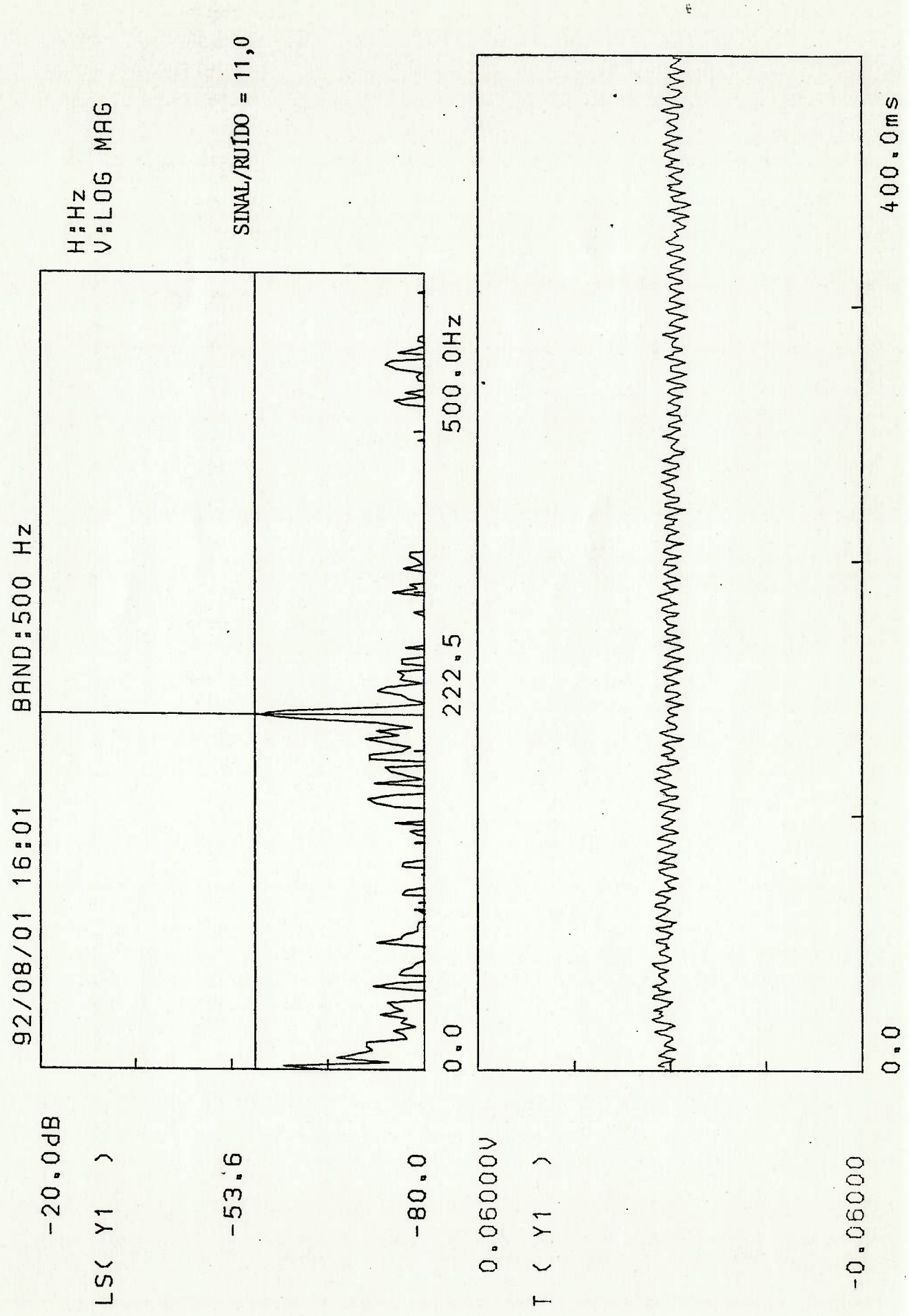


FIGURA A.7.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 7 ( $Re_D = 36.000$ )

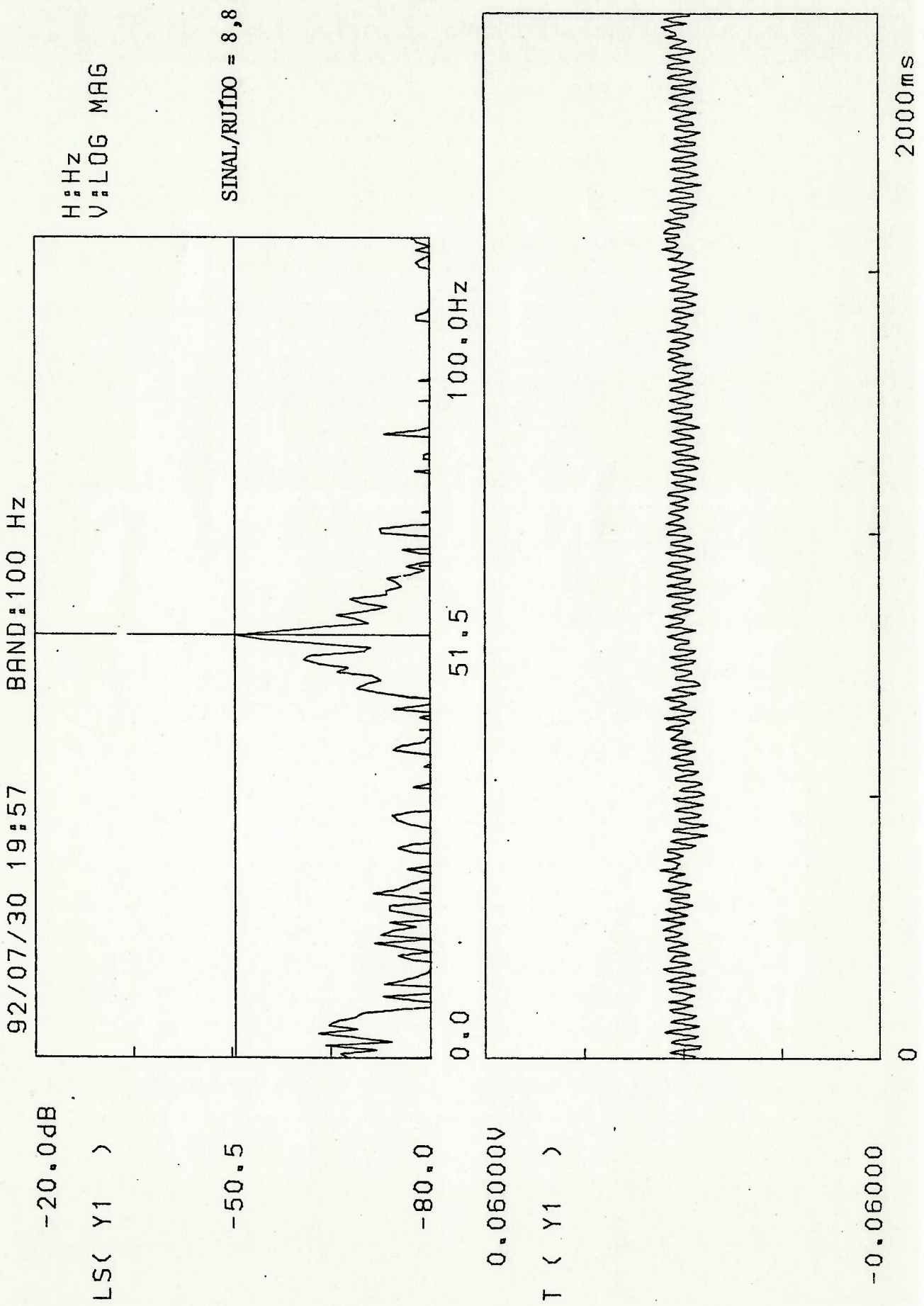


FIGURA A.7.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTECES DO PERFIL 7 ( $Re_D = 75.000$ )

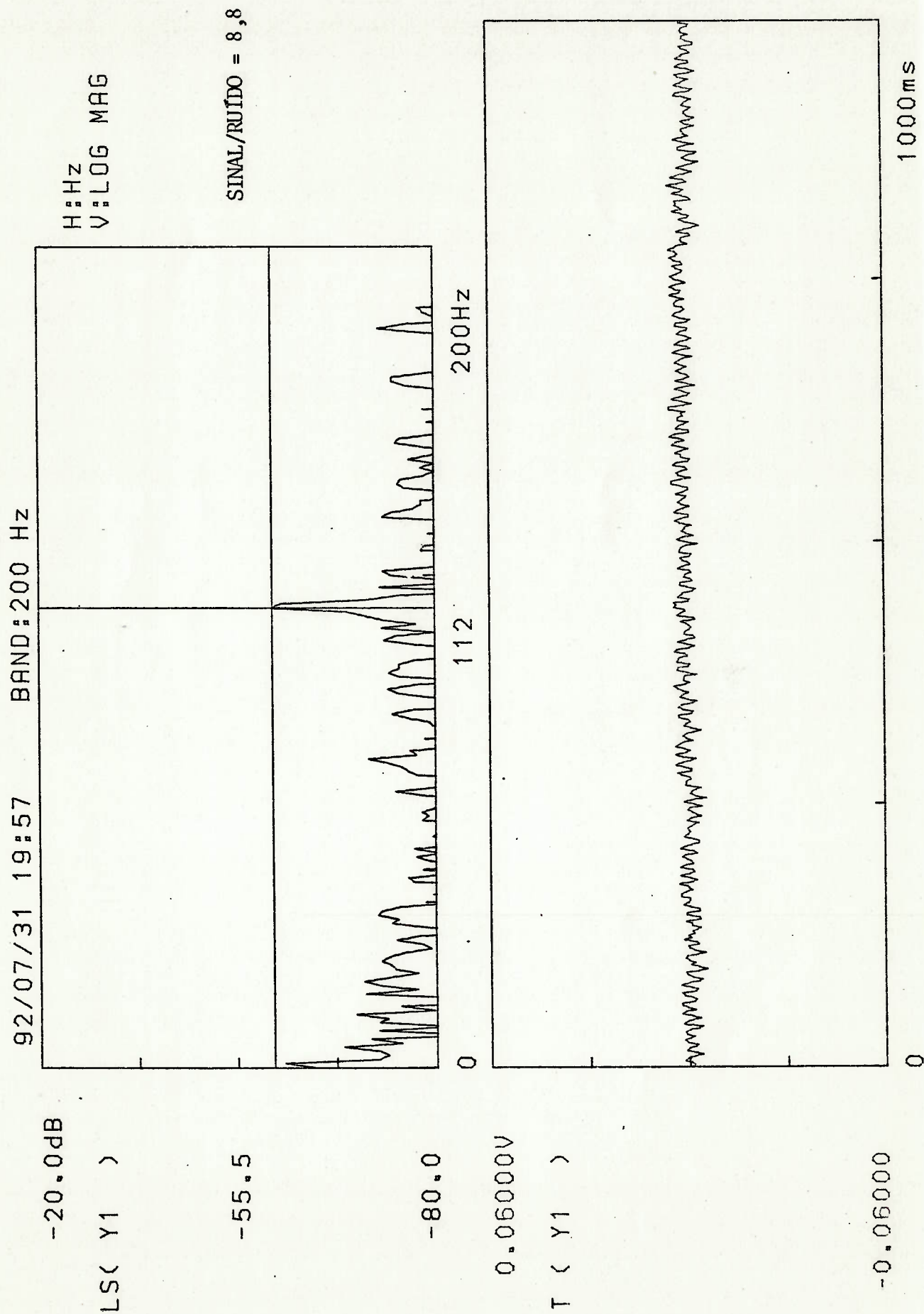




FIGURA A.7.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 7 ( $Re_D = 115.000$ )

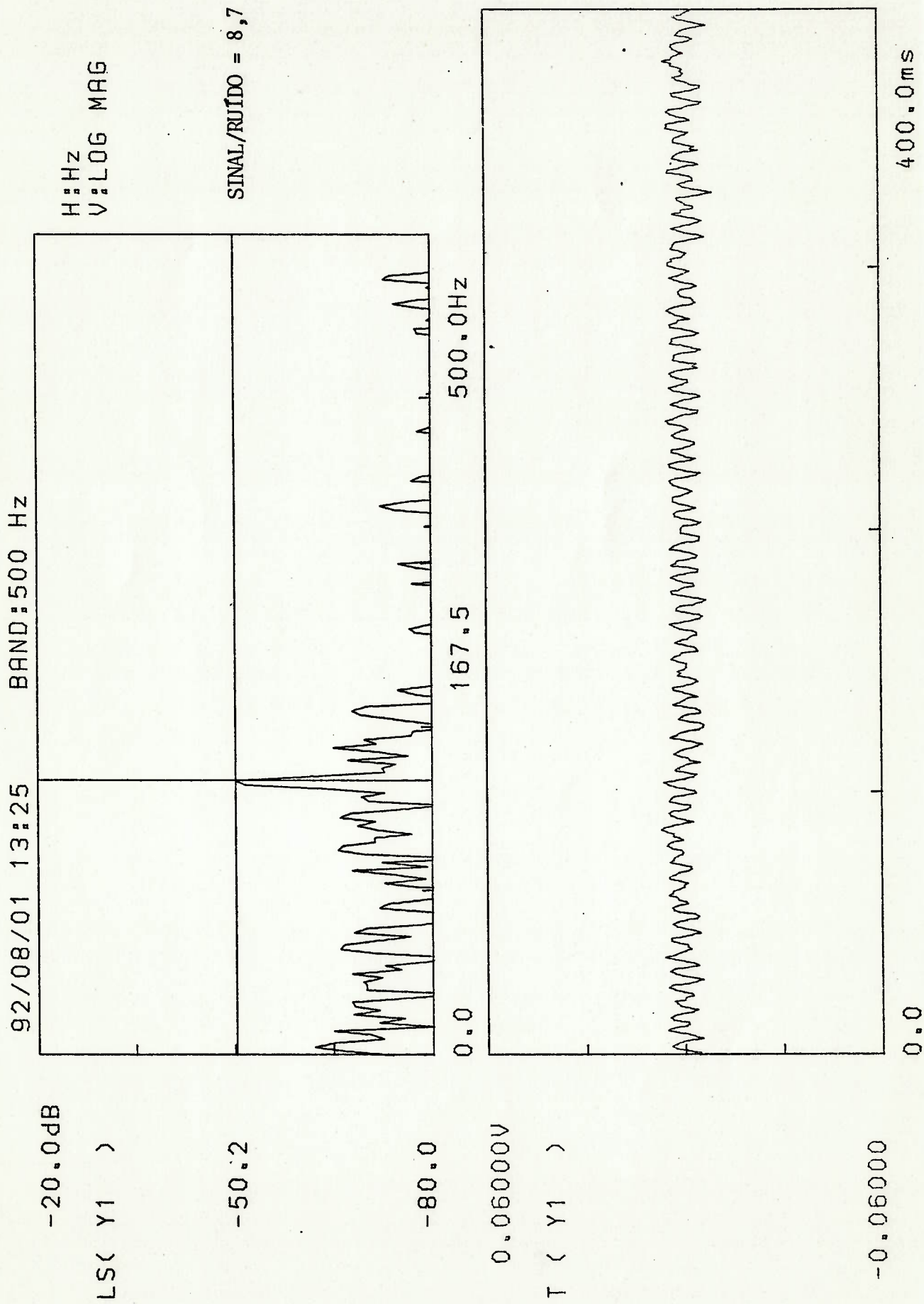


FIGURA A.7.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 7 ( $Re_D = 150.000$ )

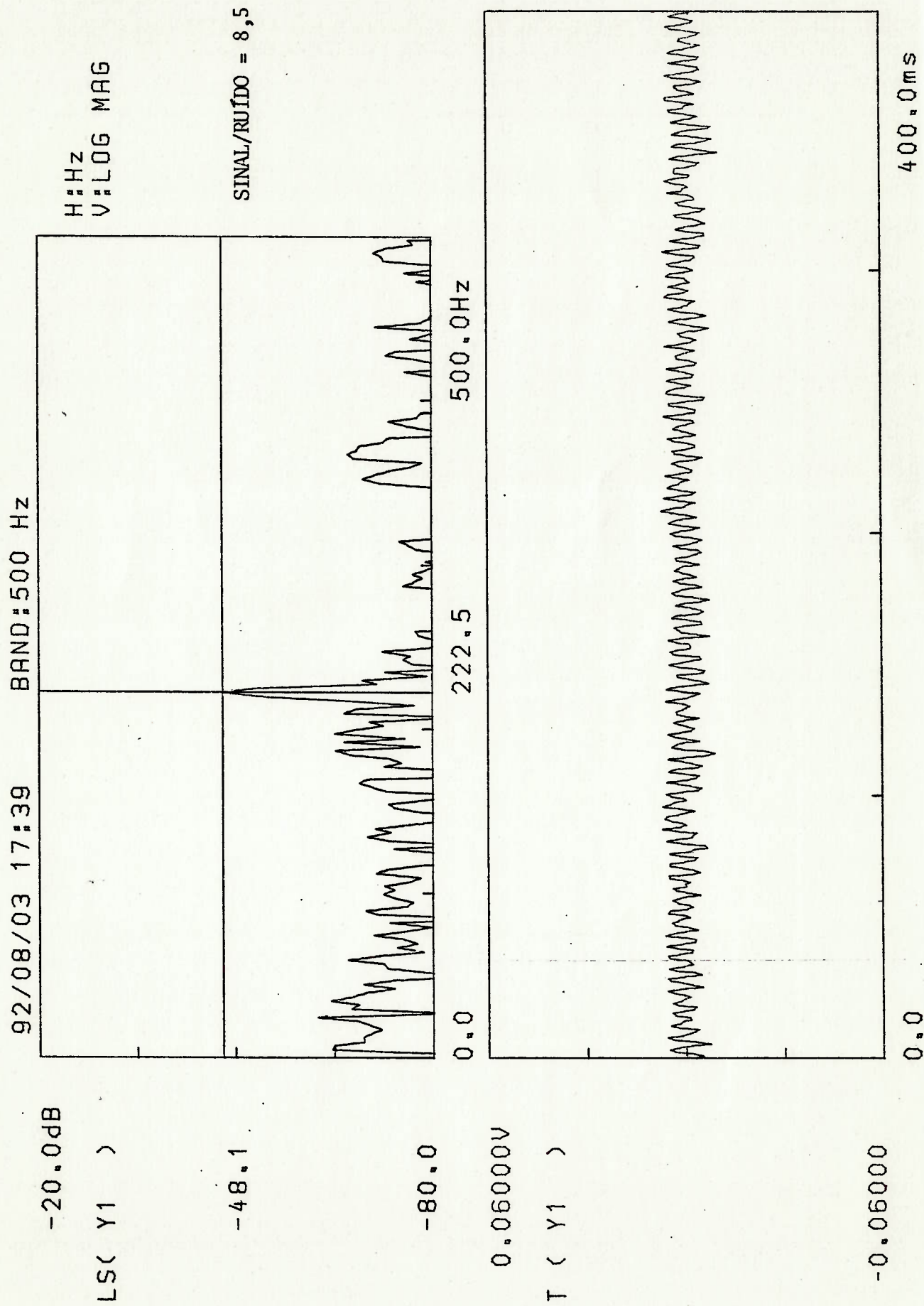


FIGURA A.8.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUENCIA DE GERACAO DE VORTICES DO PERFIL 8 ( $Re_D = 36.000$ )

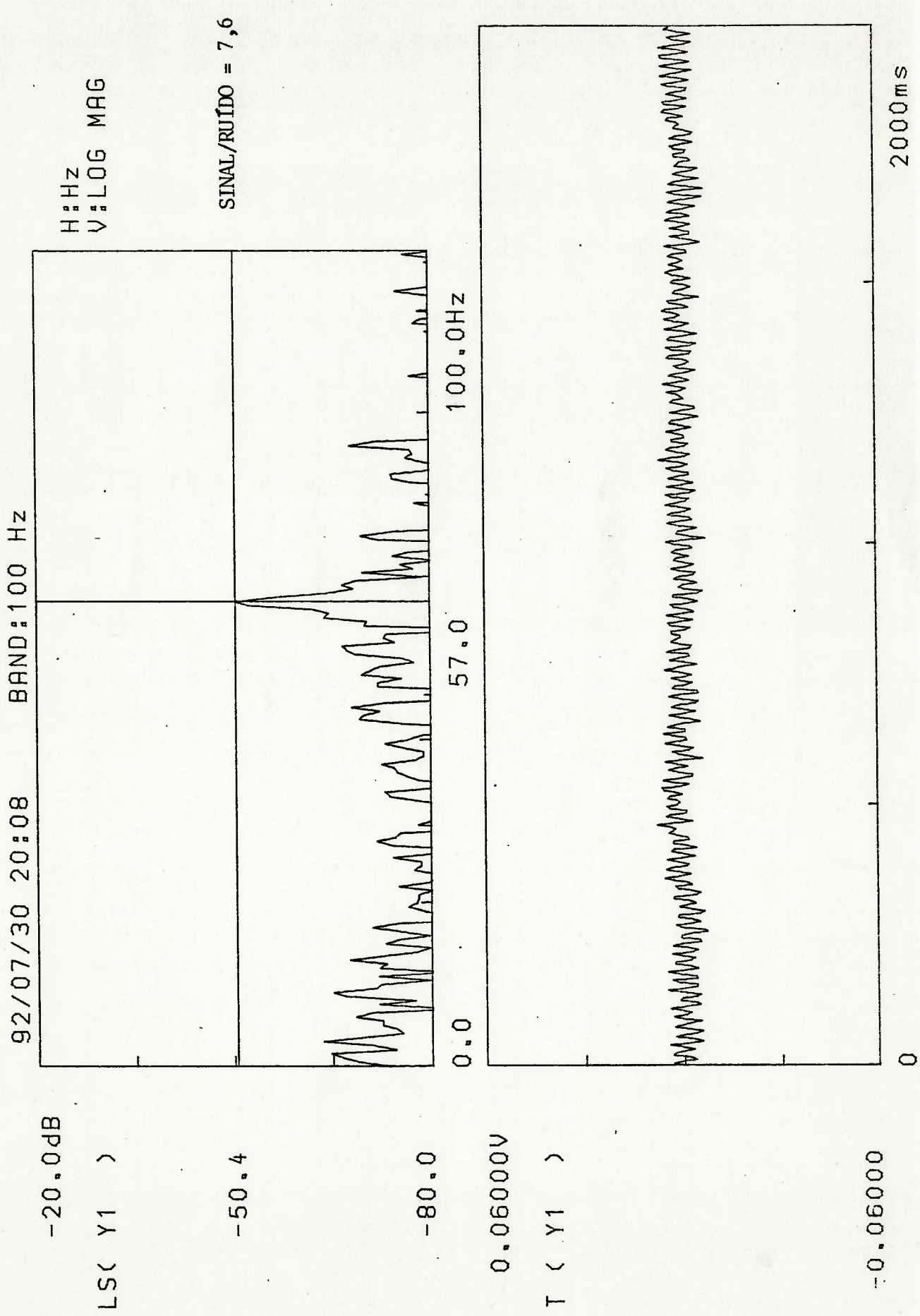




FIGURA A.8.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUENCIA DE GERACAO DE VORTICES DO PERFIL 8 ( $Re_D = 75.000$ )

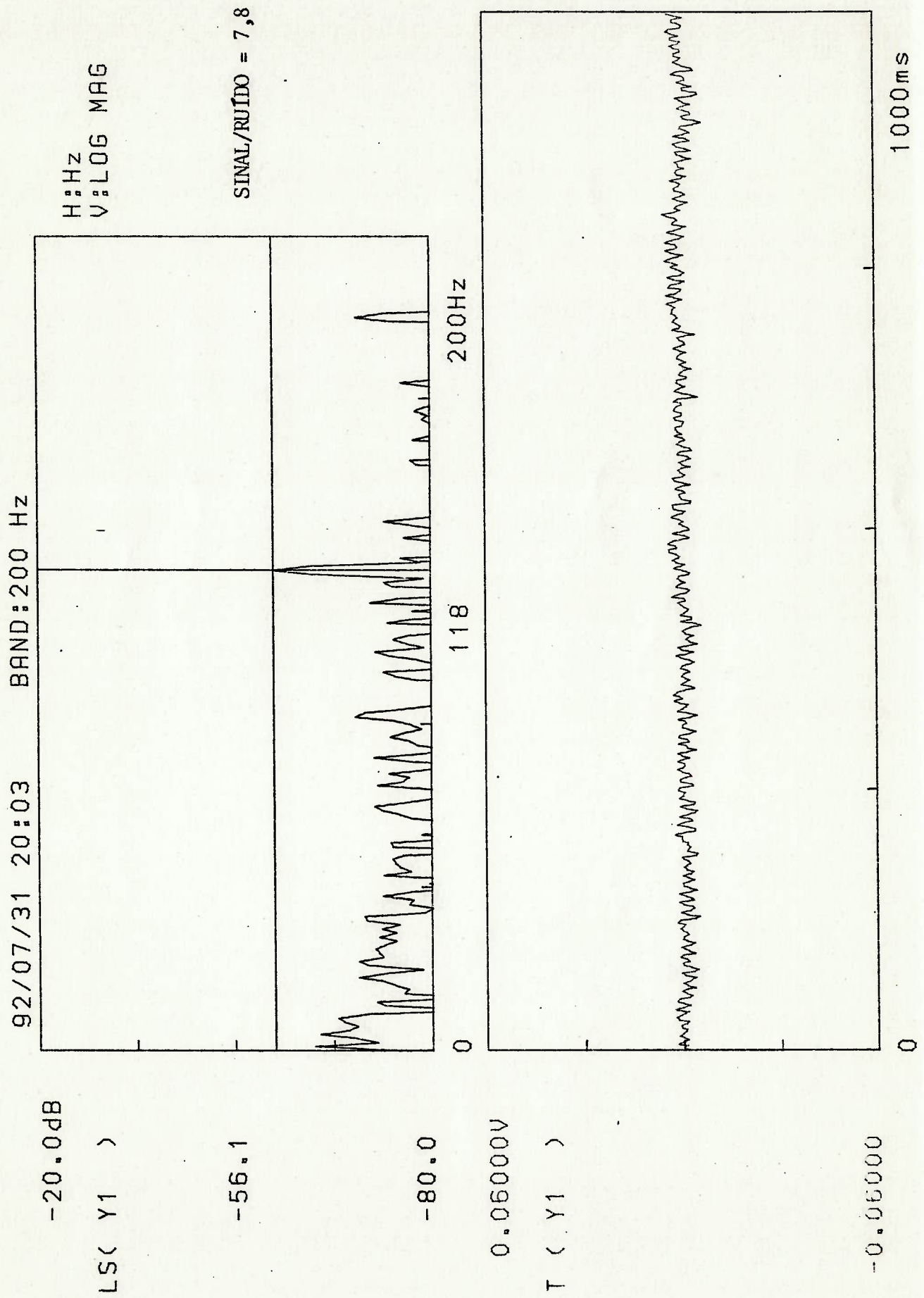


FIGURA A.8.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 8 ( $Re_D = 115.000$ )

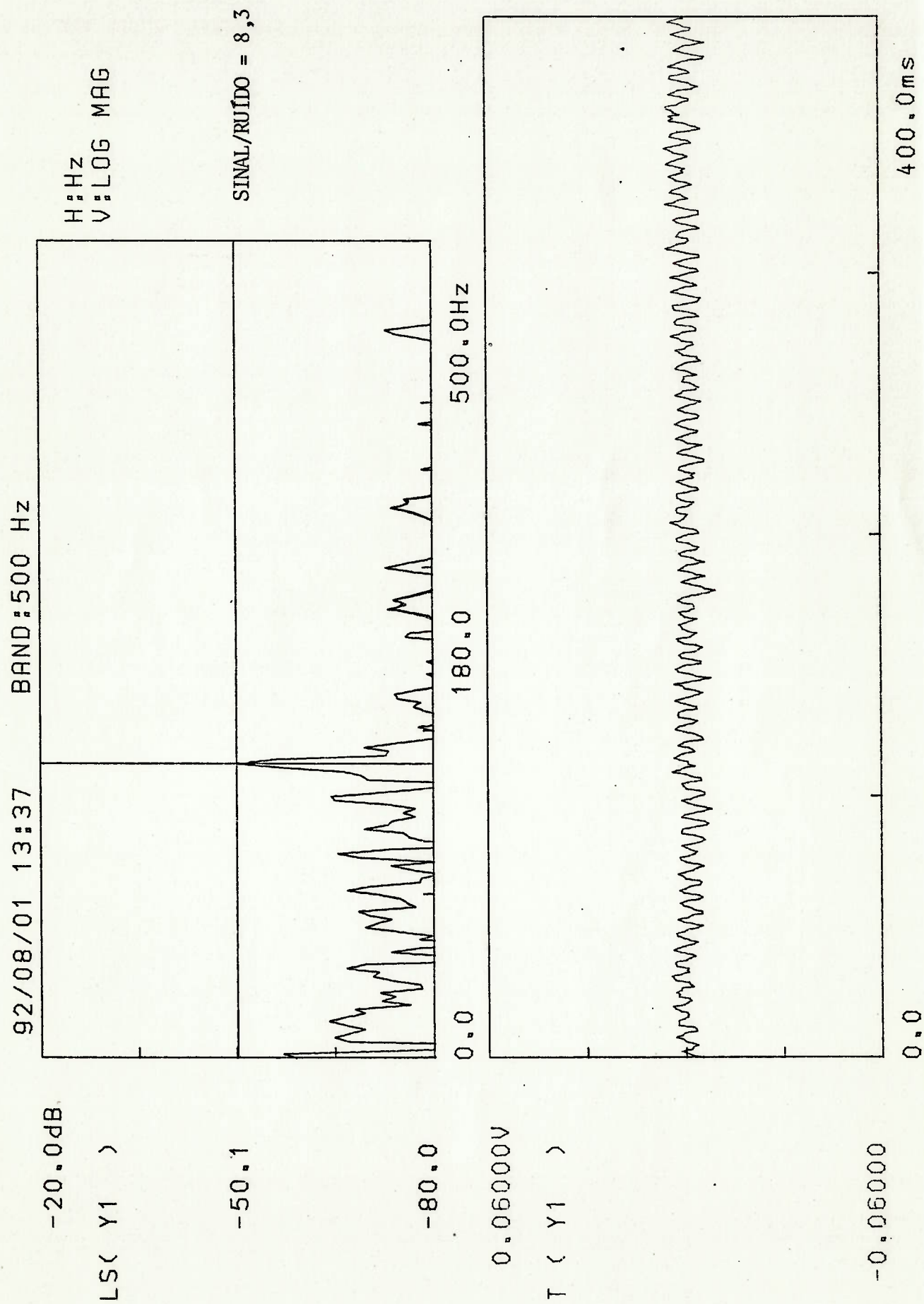


FIGURA A.8.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 8 ( $Re_D = 150.000$ )

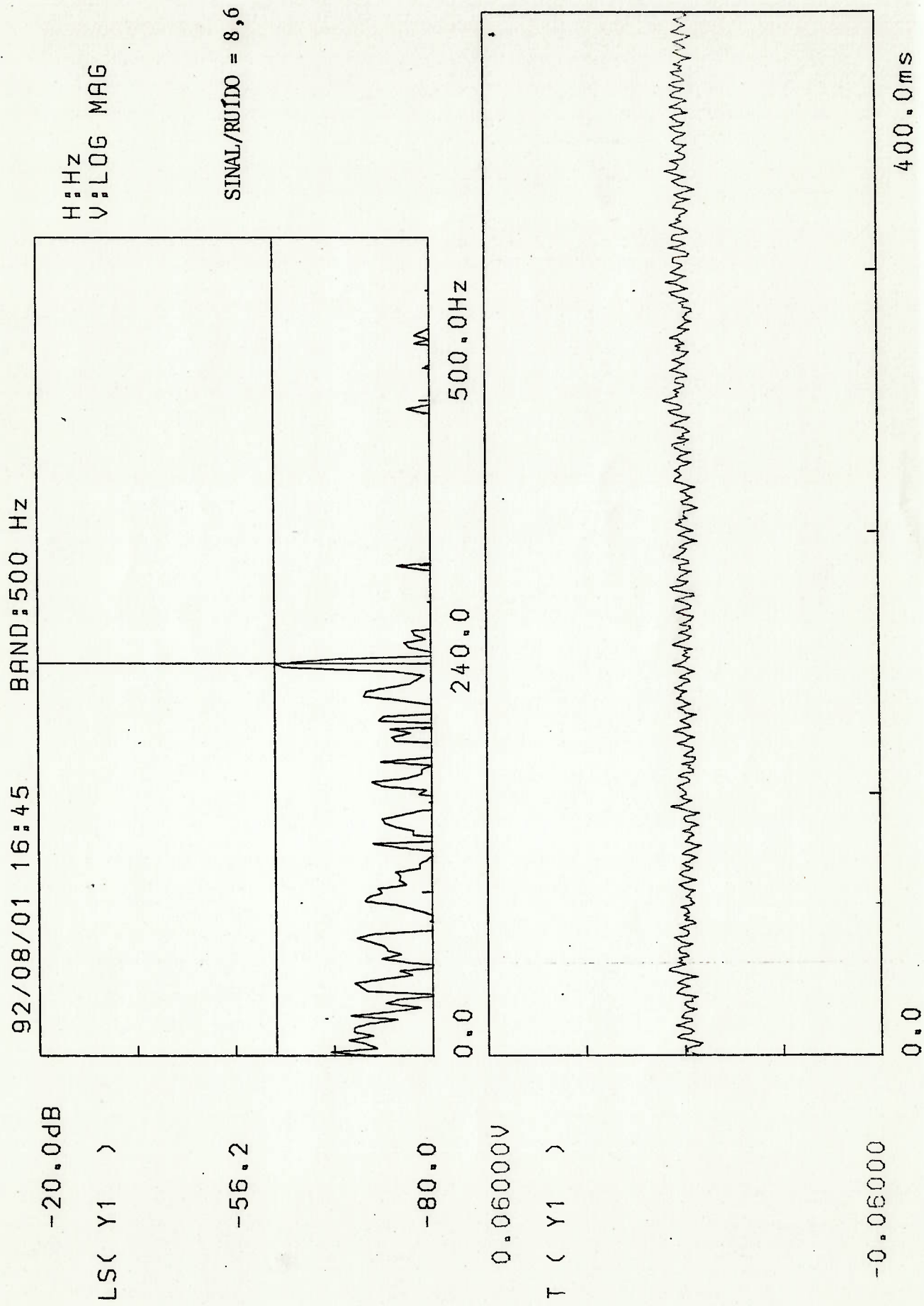




FIGURA A.9.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUENCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 9 ( $Re_D = 36.000$ )

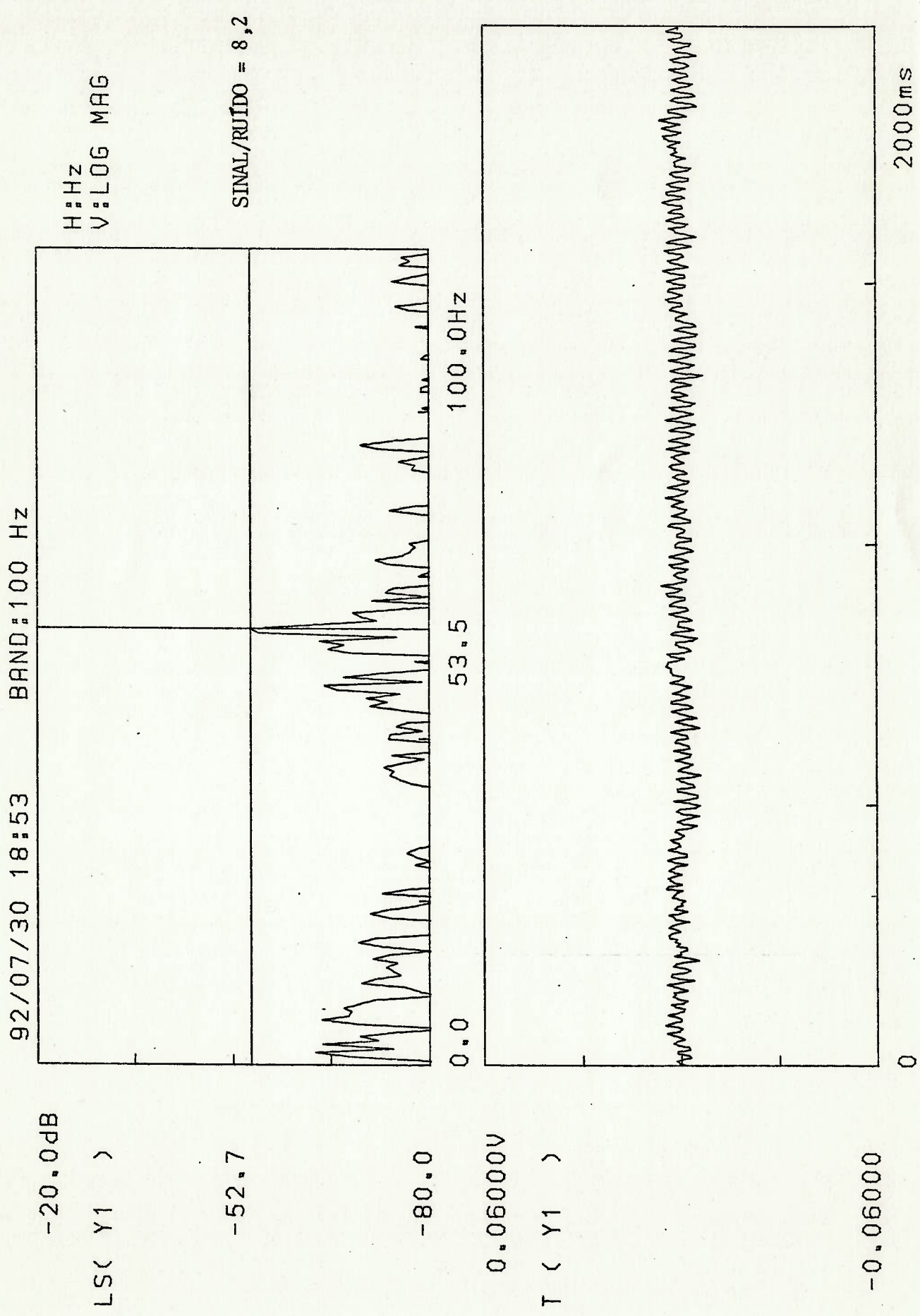


FIGURA A.9.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 9 ( $Re_D = 75.000$ )

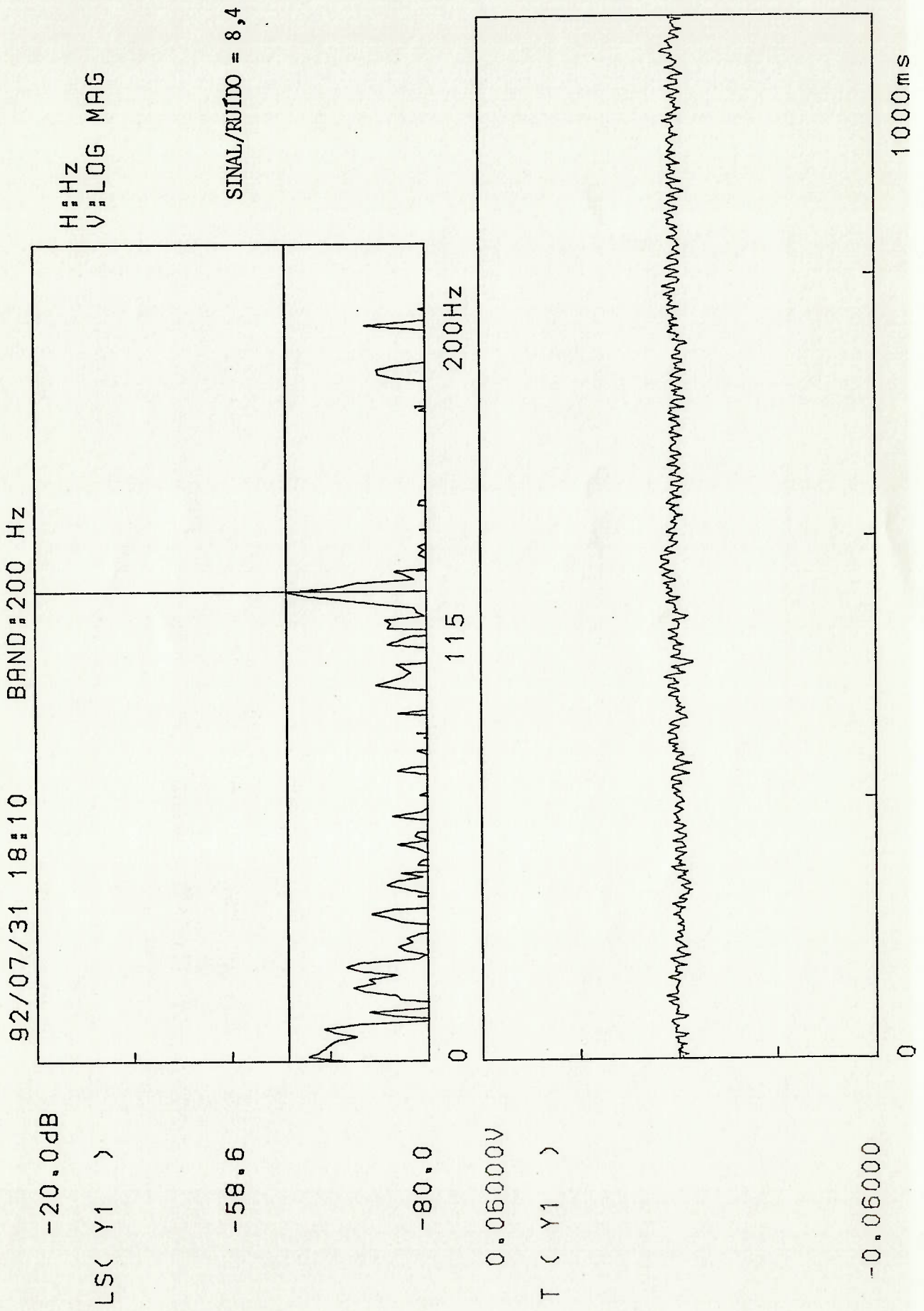


FIGURA A.9.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 9 ( $Re_D = 115.000$ )

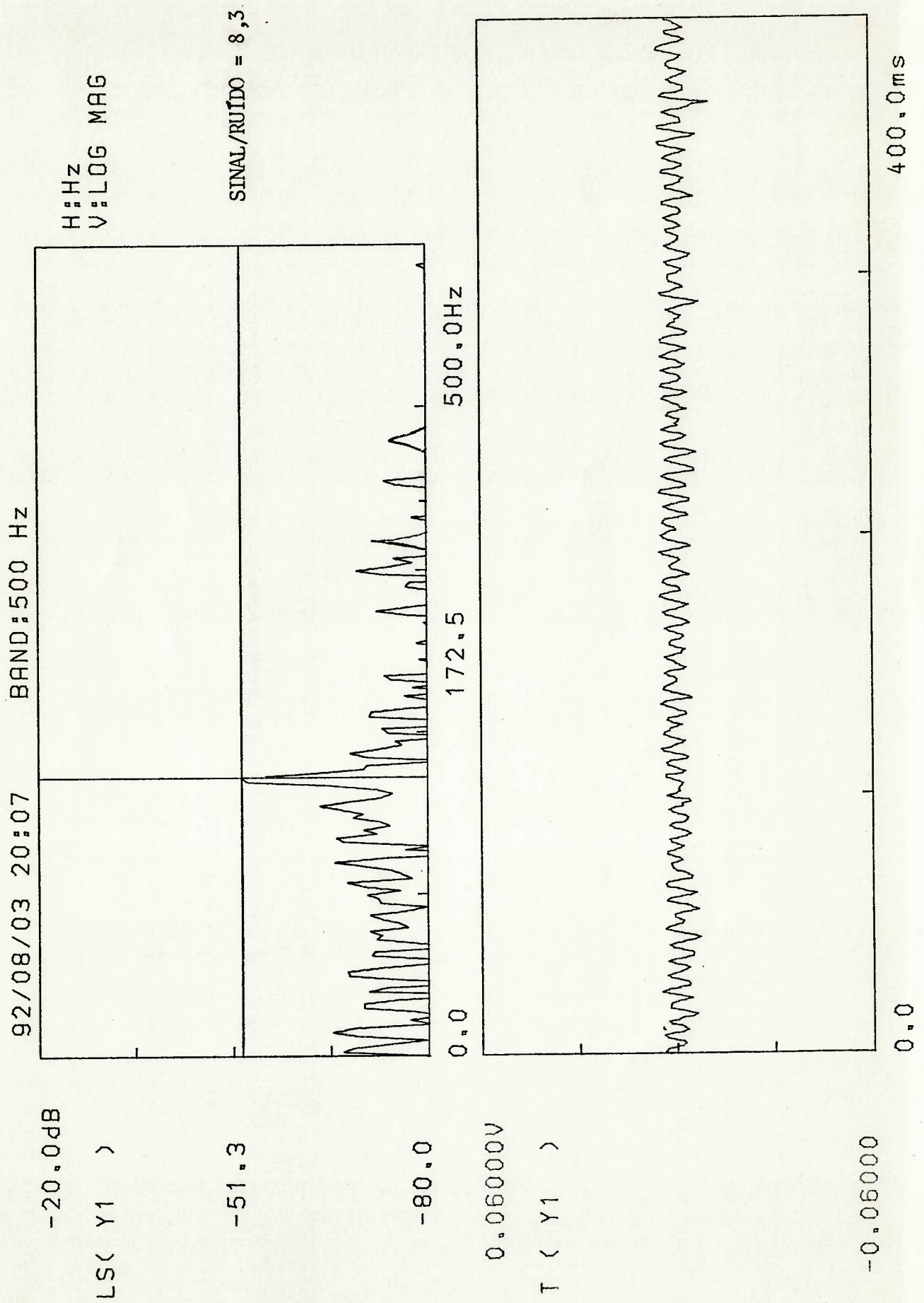




FIGURA A.9.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 9 ( $Re_D = 150.000$ )

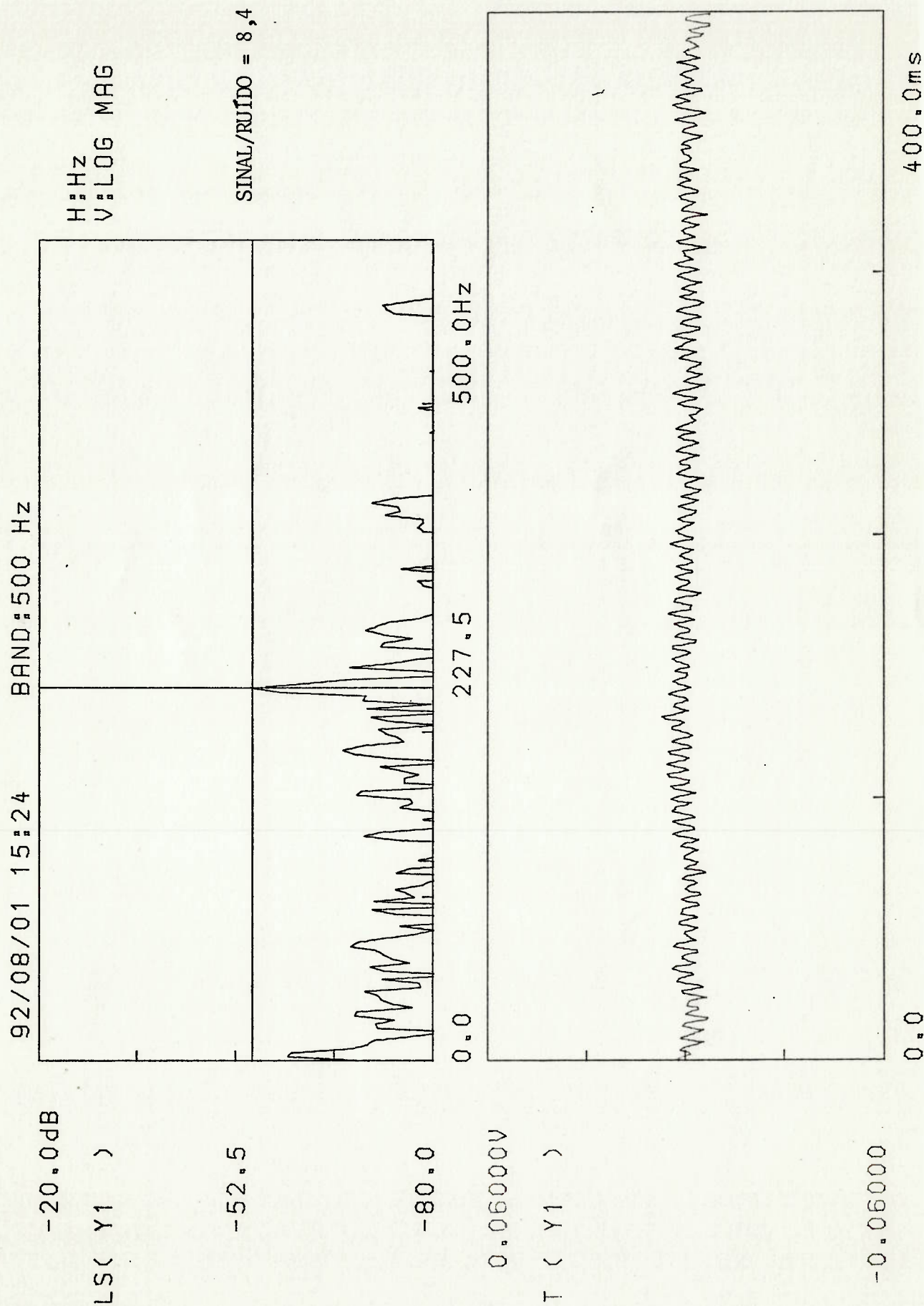


FIGURA A.10.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 10 ( $Re_D = 36.000$ )

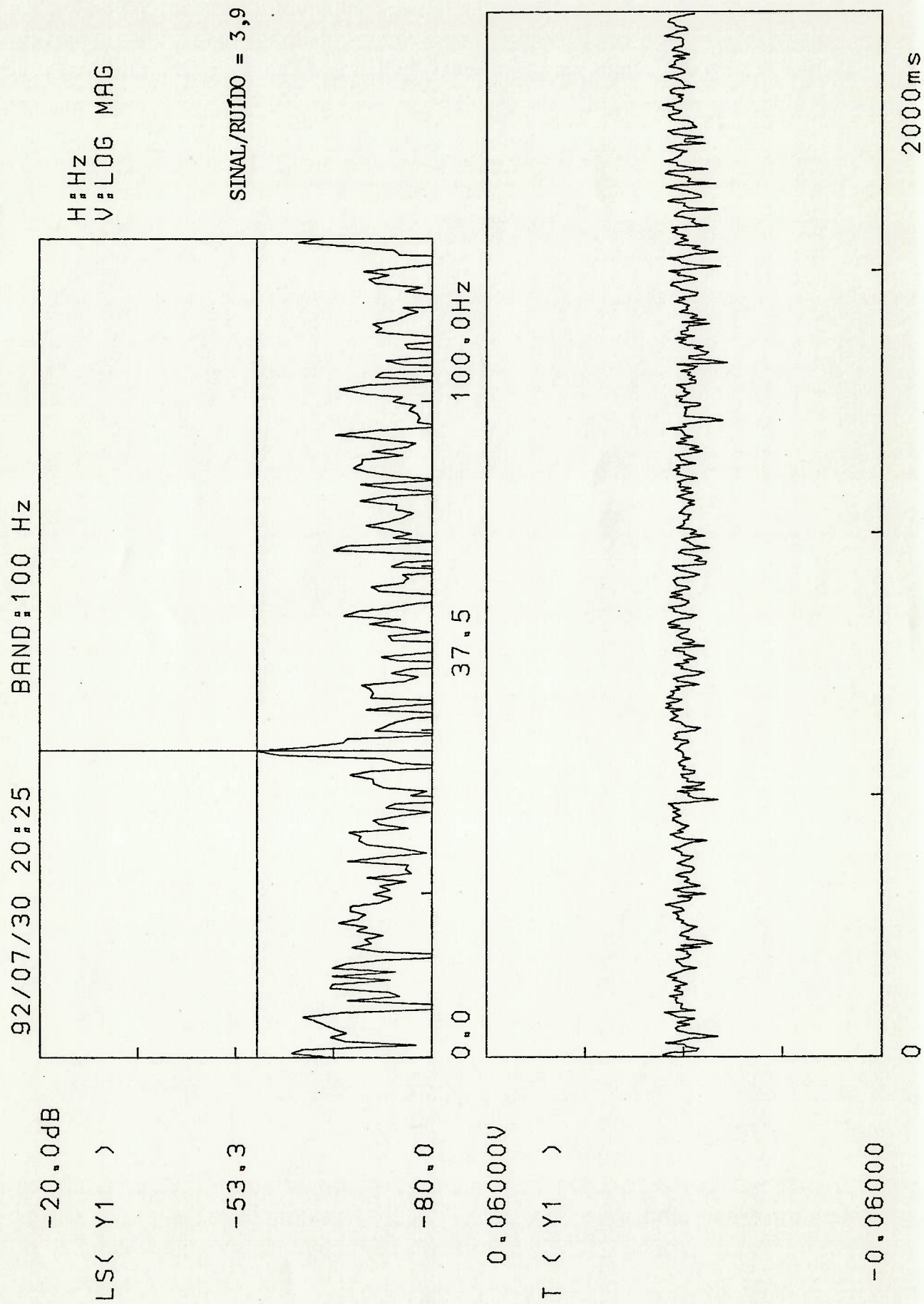


FIGURA A.10.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 10 ( $Re_D = 75.000$ )

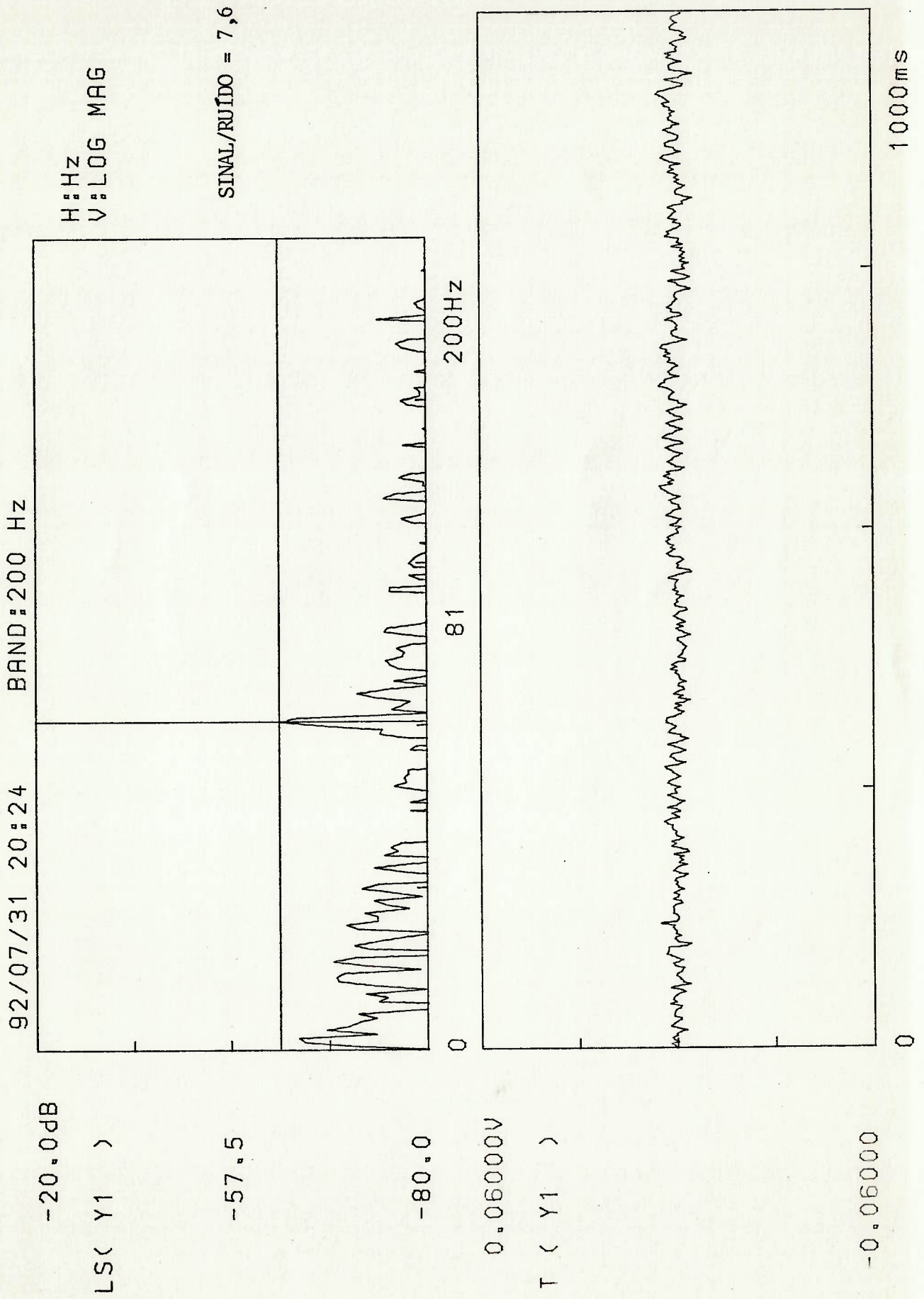




FIGURA A.10.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 10 ( $Re_D = 115.000$ )

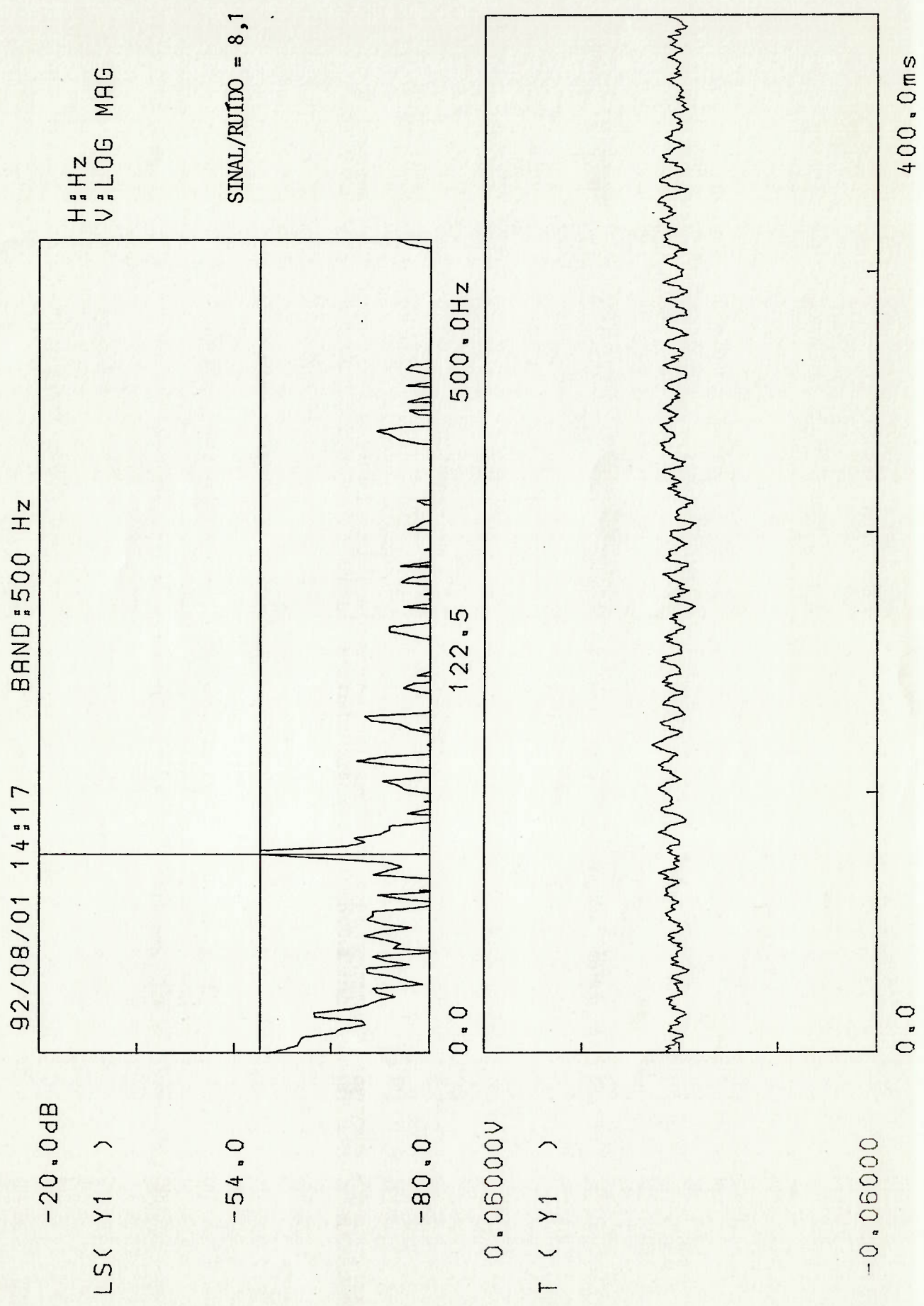
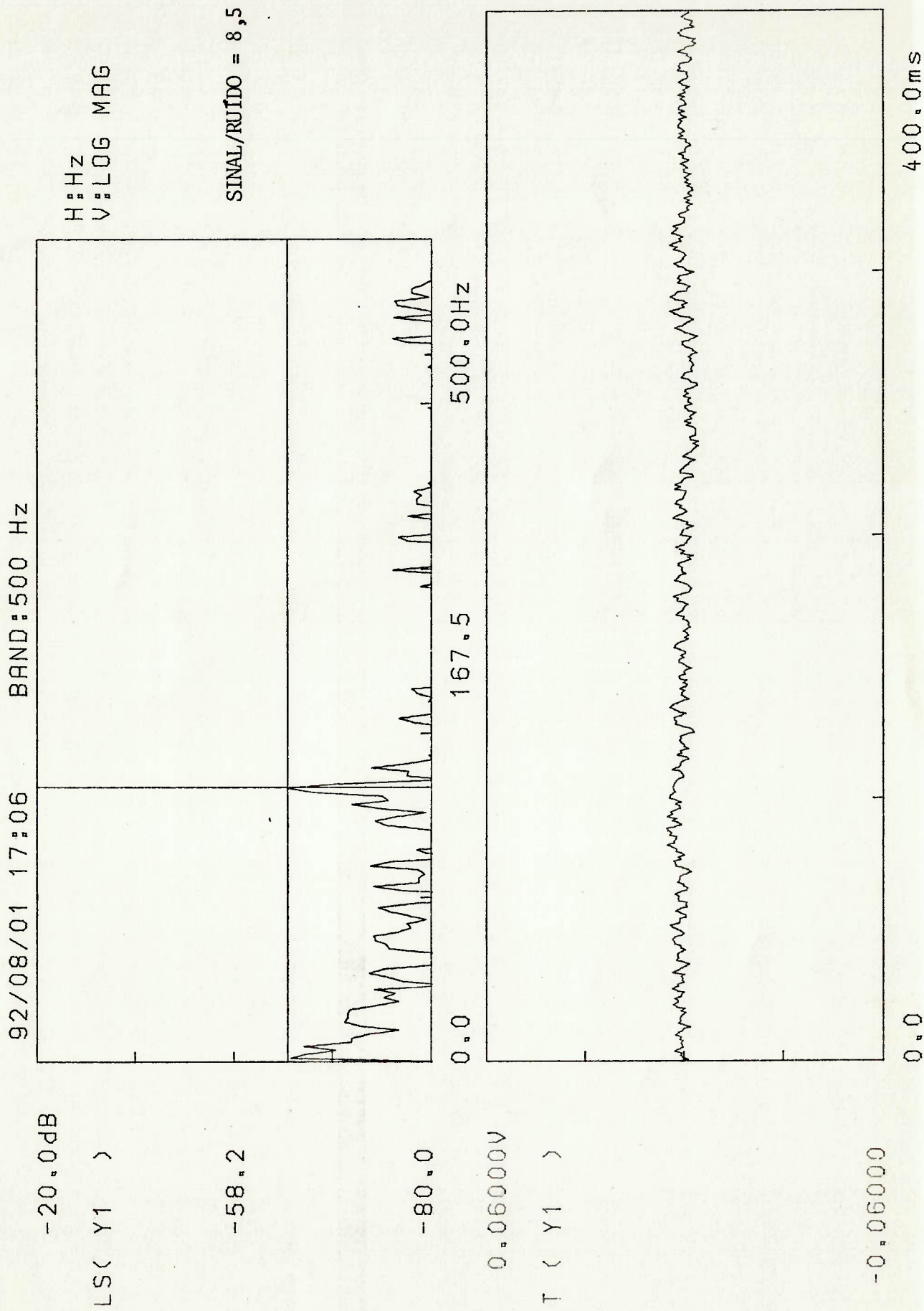


FIGURA A.10.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DE GERAÇÃO DE VÓRTICES DO PERFIL 10 ( $Re_D = 150.000$ )



ANEXO B

MEDIÇÕES DO RUÍDO DEVIDO À TURBULÊNCIA NA SEÇÃO DE TESTES



FIGURA B.1 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DA TURBULÊNCIA PRESENTE NA SEÇÃO DE TESTES ( $Re_D \approx 36.000$ )

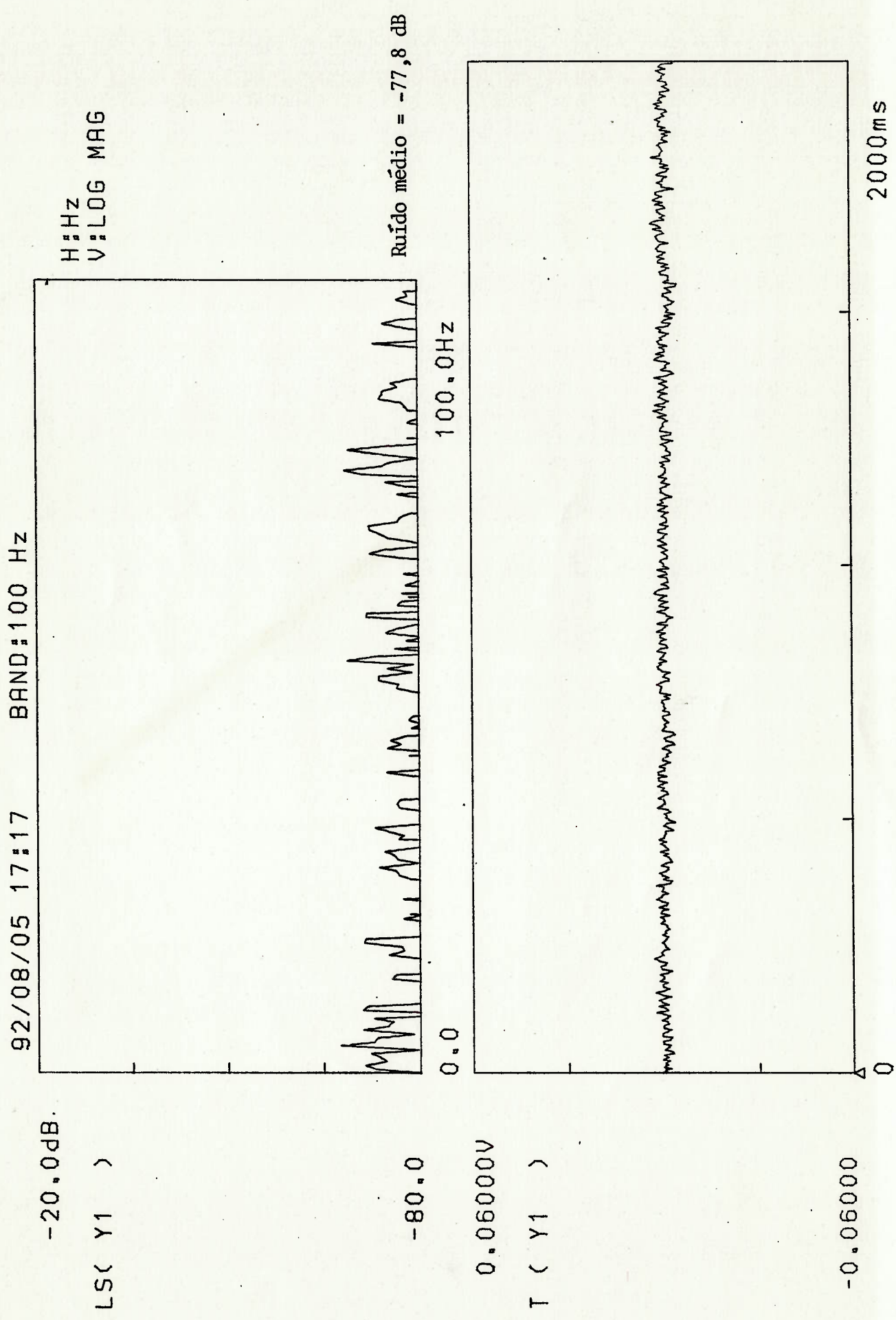


FIGURA B.2 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DA TURBULÊNCIA PRESENTE NA SEÇÃO DE TESTES (Re = 75.000)

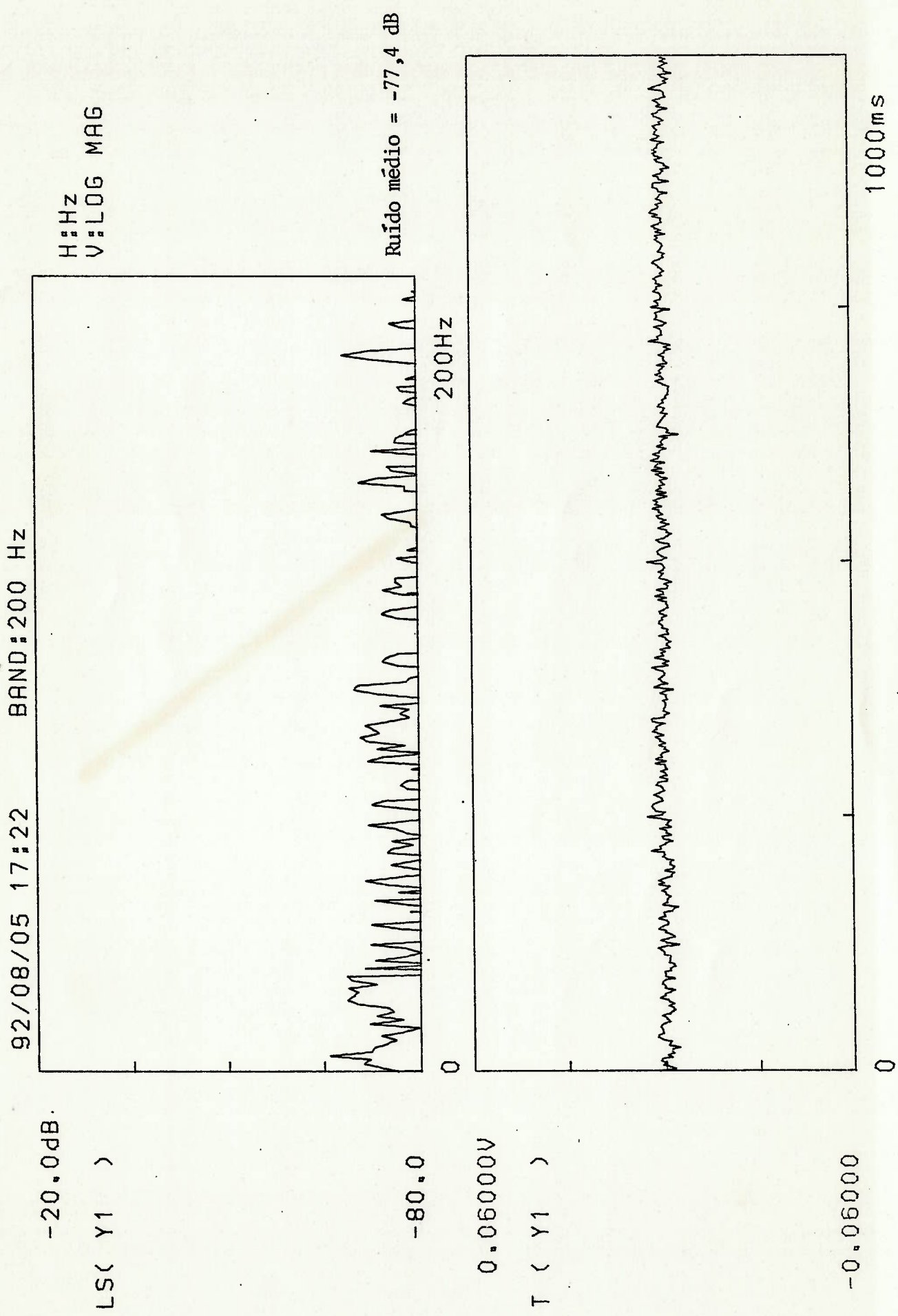


FIGURA B.3 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DA TURBULÊNCIA PRESENTE NA SEÇÃO DE TESTES (Rep  $\approx$  115.000)

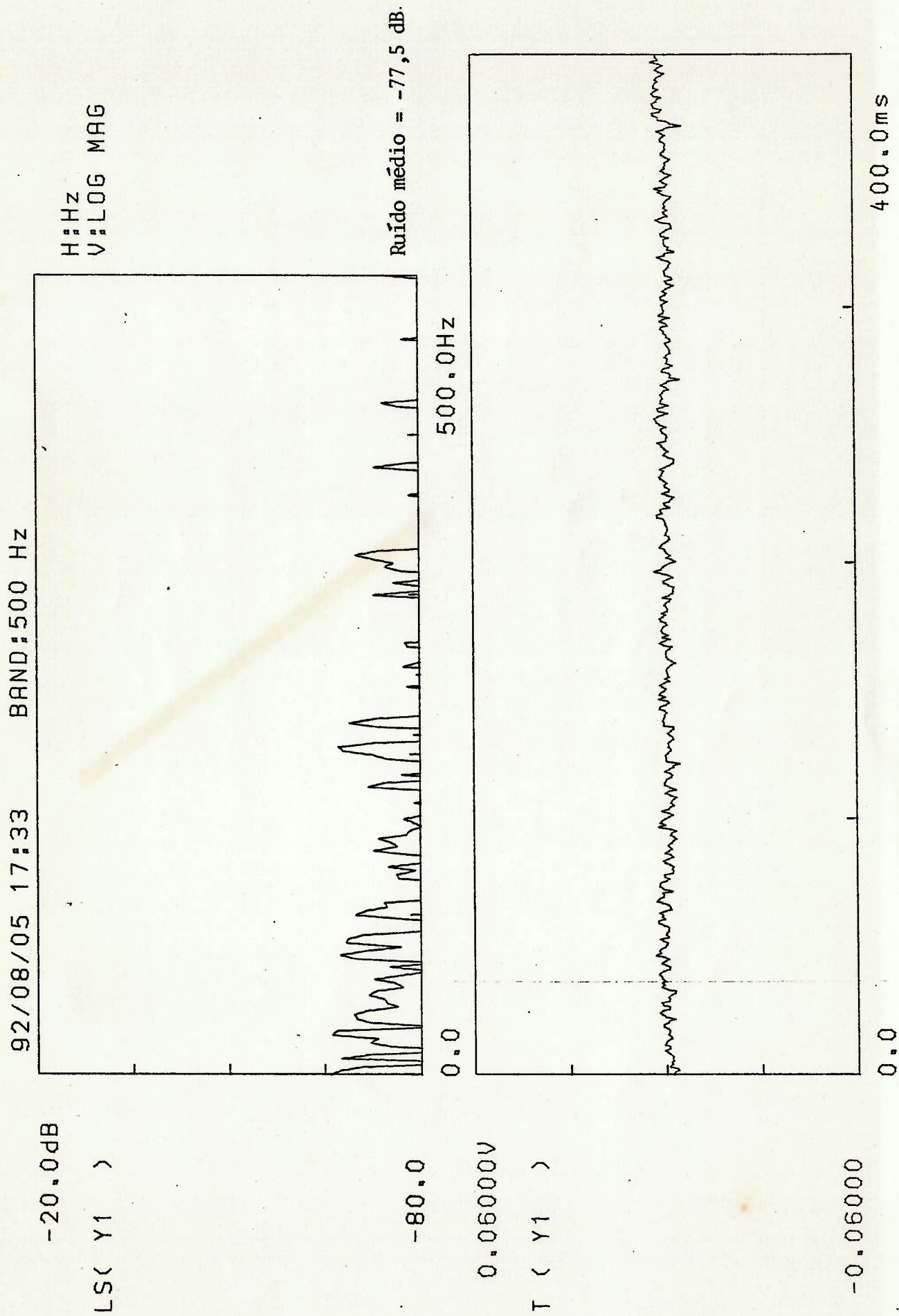




FIGURA B.4 ESPECTRO DE AMPLITUDES E O SINAL DE FREQUÊNCIA DA TURBULÊNCIA PRESENTE NA SEÇÃO DE TESTES ( $Re_D \approx 150.000$ )

