

Estudo do comportamento dinâmico das prensas da máquina de papel 2 da Santher utilizando as técnicas de ODS - Operation Deflection Shape - e simulação numérica

A study on the dynamic behaviour of machine presses of the paper machine 2 at Santher plant using ODS - Operation Deflection Shape - techniques and numerical simulation

Autores/Authors*: Carlos Barbosa¹
Mario Eduardo Correr²
Silas Santana²

Palavras-chave: ODS - Operation Deflection Shape, simulação numérica, vibração

Keywords: Numerical simulation, ODS - Operation Deflection Shape, vibration

RESUMO

A primeira e a segunda prensa da máquina de papel 2 instalada na planta da Santher, unidade Penha, vinha apresentando problemas estruturais na base metálica dos motores e redutores. Esses problemas causavam falhas constantes de motores e acoplamentos, bem como desalinhamentos e, conseqüentemente, elevados níveis de vibração. Tais problemas estruturais também impediam a Santher de aumentar a velocidade da máquina (limitada a 690 m/mim).

Com o objetivo de determinar as causas dos desalinhamentos dos motores e redutores, as quebras dos motores e os elevados níveis de vibração, foi feita uma análise dinâmica baseada nas técnicas de ODS – Operating Deflection Shape e de Simulação Numérica desse equipamento. Este artigo tem por objetivo descrever as condições operacionais de deformação vistas no estudo da dinâmica da base, bem como o que foi feito para solucionar os problemas encontrados.

ABSTRACT

The first and second press of paper machine number 2 at Santher, Penha unit, were presenting structural problems on the electric motors and speed reducers metallic base. Such problems were causing continuous failure of motors and couplings, as well as misalignments, and, consequently, high levels of machine vibration. Such structural problems also prevented Santher to speed up the machine (speed being limited to 690 m/min).

In order to define the causes generating the misalignment and the early failure of motors and reducers, as well as the high levels of vibration of the machine, a dynamic analysis based on the Operating Deflection Shape and Numerical Simulation was carried out. Therefore, the deflection operation conditions observed in the study of the dynamics of the machine base, as well as the actions taken in order to definitively solve the problems, are exposed in this article.

*Referências dos Autores / Authors' references:

- 1 - Santher Bragança – Bragança (SP) - Brasil
Santher Bragança – Bragança (SP) - Brazil
- 2 - SKF do Brasil – Cajamar (SP) - Brasil
SKF do Brasil – Cajamar (SP) - Brazil

Autor correspondente/Corresponding author:
Silas Santana - E-mail: silas.santana@skf.com

DADOS DO EQUIPAMENTO

Na **Tabela 1** são apresentados os dados técnicos do equipamento estudado neste relatório. As informações na tabela são relativas às condições de operação atuais da primeira prensa de sucção e da segunda prensa do cilindro monolúcido.

A **Tabela 2** é relativa aos dados de frequências de operação da máquina de papel 2.

DATA OF THE EQUIPMENT

Table 1 shows the technical data of the equipment submitted to the study described in this report. The information in this table refers to the current operation conditions of both presses, namely, the first press –suction– and the second press –Yankee cylinder.

Table 2 shows the data of the operation frequencies of the paper machine 2.

Tabela 1. Descrição do equipamento e aplicação / **Table 1.** Description of the equipment and application

Equipamento / Equipment: Componentes do equipamento / <i>Equipment components:</i> Redutor / <i>Reducer:</i> Engrenagens / <i>Gears:</i> Motor:	Prensa MP2 (Sucção e Monolúcido) / MP2 Presses (Suction and Yankee) SAUER DUPLO TIPO DG 35 / <i>SAUER DOUBLE TYPE DG 35</i> Helicoidais / <i>Spiral gear</i> CC Siemens 39,5 kW
Base única / <i>Single Base:</i>	Estrutura metálica para as duas prensas <i>Metallic structure for both presses</i>
Peso dos redutores / <i>Reducers weight:</i>	300 kg
Transmissão / <i>Transmission</i> Motor/Redutor / <i>Motor/Reducer:</i> Saída do Redutor / <i>Reducer output:</i>	Direto, acoplamento Falk 8F para 1ª e 2ª prensa <i>Direct, Falk 8F coupling for the 1st and 2nd press</i> Falk 190.5 para acoplar o eixo cardan <i>Falk 190.5 for the cardan shaft coupling</i>
Lubrificante dos redutores / <i>Lubricant of the reducers:</i>	MobilGear 630

Tabela 2. Dados das frequências operacionais das prensas da máquina 2 / **Table 2.** Data of the operational frequencies of the machine 2 presses

Dados das Prensas MP2 (Sucção e Monolúcido) / Data of the MP2 Presses (Suction and Monolucid)	
Diâmetro do rolo / <i>Diameter of the roll</i>	800 mm
Frequência de rotação do motor / <i>Frequency of motor rotation</i>	26 Hz (690m/min)
Frequência de rotação eixo intermediário / <i>Frequency of the intermediate shaft rotation</i>	19,9 Hz
Frequência de rotação eixo de saída / <i>Frequency of the output shaft rotation</i>	4,6 Hz
Frequência de engrenamento (GMF1) eixo de entrada / <i>Frequency of input shaft gearing (GMF1)</i>	1539 Hz
Frequência de engrenamento (GMF2) eixo de saída / <i>Frequency of output shaft gearing (GMF2)</i>	320 Hz

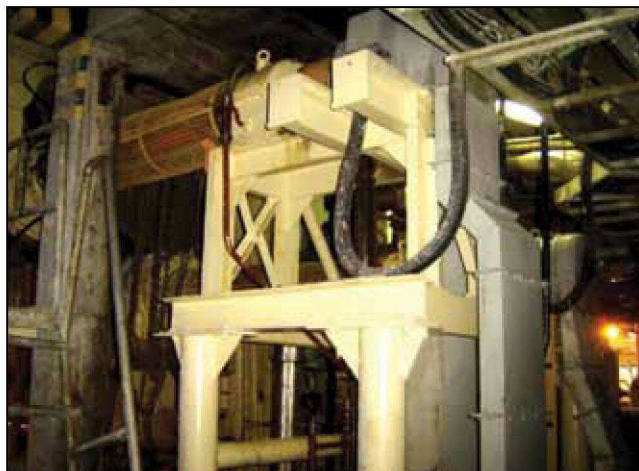


Figura 1. Fotos da primeira e segunda prensa da máquina de papel 2 / **Figure 1.** Pictures of the first and second press of paper machine 2

DADOS DA METODOLOGIA EMPREGADA

Neste item descrevemos a metodologia utilizada no estudo dinâmico da base das prensas da máquina de papel 2, bem como os dispositivos utilizados para o trabalho.

Dispositivos

- Coletor / Analisador de dados:
SKF MICROLOG CMVA 40
- Sensores:
2 acelerômetros SKF CMSS2200
- Software de análise:
ME'scopeVES & Machine Analiste
- Software de CAD:
ProEngineer WF2
- Software de Simulação:
SKF Orpheus e ANSYS 11

Objetivos da análise dinâmica da base das prensas

Verificar as principais frequências de vibração mecânica do sistema das prensas de sucção e do monolúcido da máquina de papel 2 e obter as deflexões de operação através da técnica de ODS e da Simulação Numérica utilizando os programas SKF ME'scopeVES e SKF Orpheus para visualização do comportamento dinâmico do sistema. Com este estudo foi possível entender as deformações da estrutura metálica e, com isso, propor soluções confiáveis para o problema.

O objetivo primordial foi observar o comportamento dinâmico e verificar as respostas dinâmicas da estrutura metálica, dos motores elétricos e dos redutores, observando se os mesmos estariam trabalhando em fase, ou seja, se não

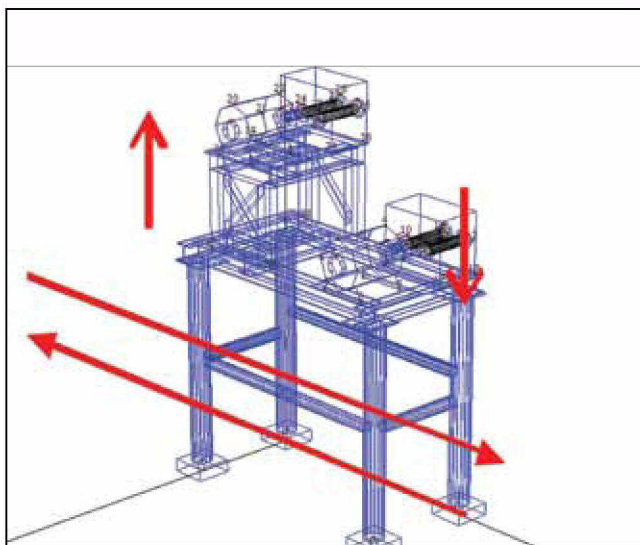


Figura 2. O objetivo do trabalho foi identificar os pontos de defasagem no sistema (prensa sucção e prensa monolúcido) / **Figure 2.** Aim of the study was to identify displacements points in the system (suction press and Yankee press)

DATA OF THE APPLIED METHODOLOGY

This section describes the methodology used in the dynamic study of the base of the paper machine 2 presses, as well as the appliances used in the study.

Appliances

- Data Collector / Analyser:
SKF MICROLOG CMVA 40
- Sensors:
2 accelerometers SKF CMSS2200
- Analysis Software:
ME'scopeVES & Machine Analyst
- CAD Software:
ProEngineer WF2
- Simulation Software:
SKF Orpheus and ANSYS 11

Aims of the presses base dynamic analysis

The aim of the study was to identify the main frequencies of the mechanical vibration of both press systems - suction and Yankee - of paper machine 2, and obtain operational deflections by employing the ODS and Numerical Simulation technique. SKF ME'scopeVES and SKF Orpheus software were used to observe the dynamic behaviour of the systems. Through this study it was possible to understand the deformations of the metallic structure and, thereafter, propose reliable solutions to the problem.

The primary goal was to observe the dynamic behaviour and check out the dynamic response of the metallic structure, electrical motors and reducers, and verify whether these equipments were working in phase, i. e. whether they have not

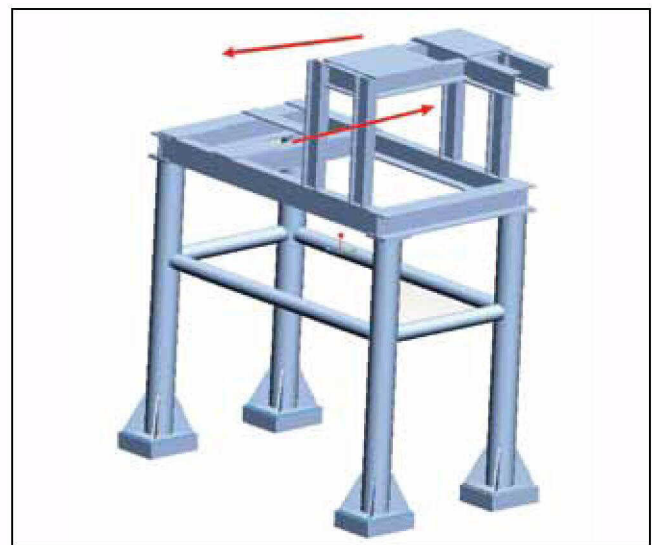


Figura 3. Modelo utilizado para a Simulação Numérica da verificação dos pontos críticos / **Figure 3.** Model used in Numerical Simulation for the identification of critical points

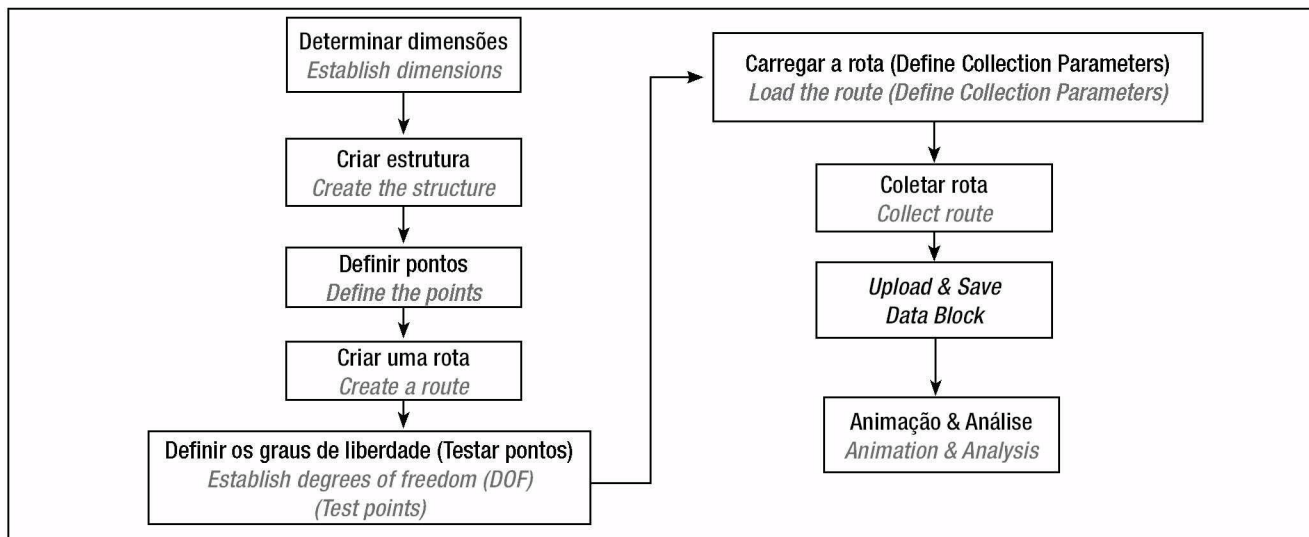


Figura 4. Esquema representativo das etapas de análise / **Figure 4.** Representative scheme of the analysis phases

teriam movimentos relativos entre si em direções contrárias.

Depois de identificados os pontos fracos e críticos da estrutura, foi feita uma série de recomendações para solução do problema de desalinhamento do sistema e quebra de componentes.

Etapas do trabalho

O estudo foi dividido em quatro fases principais. Na primeira estudamos o comportamento vibracional dos redutores e dos motores. Na segunda etapa fizemos uma análise dinâmica utilizando a técnica de ODS – Operating Deflection Shape – dos redutores, motores e base metálica. Depois, foi feito um estudo por simulação numérica do sistema para determinar as frequências naturais e propor melhorias para as prensas e, por último, foi refeita a análise por ODS para validar as mudanças propostas na análise por simulação numérica.

O estudo durou aproximadamente 20 dias entre criação dos modelos matemáticos do equipamento, medições, análises dos resultados e elaboração do relatório.

O diagrama da **Figura 4** é um esquema representativo das etapas desenvolvidas durante este estudo das prensas da máquina de papel 2.

Durante todas as fases do estudo dinâmico seguimos exatamente o modelo esquemático do diagrama acima. A seguir descrevemos cada passo das análises realizadas.

ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DAS Prensas DE SUÇÃO E MONOLUCIDO DA MP2

Análise de vibração feita pela SKF conforme contrato da Santher Penha vinha mostrando que os níveis de vibração na prensa sucção e prensa monolúcido estavam acima dos valores de alarme. As análises detalhadas dos espectros mostraram problemas de desalinhamento e desgaste dos dentes das engrenagens das caixas redutoras, problemas presentes na primeira e na segunda prensas.

related movements between each other in opposing directions.

Once identified the weak and critical points of the structure, a series of recommendations was prepared in order to solve the misalignment problem of the system and components breaks.

Phases of the study

This study was divided into four main phases. In the first one we studied the vibration behaviour of the speed reducers and electrical motors. In the second phase we performed the dynamic analysis with the ODS – Operating Deflection Shape – of the reducers, motors and metallic base. Then, a numerical simulation study of the system was performed in order to determine the natural frequencies and propose improvements to the presses, and, finally, the ODS analysis was remade to validate the changes proposed as result of the numerical simulation analysis.

This study took approximately 20 days, including creating the mathematical models of the equipment, measurements, results analyses and working out the final report.

The diagram in **Figure 4** graphically represents the phases of the working out of this paper machine 2 presses study.

The schematic model above was strictly followed in all phases of the dynamic study. All steps of the analyses performed are described in the following.

VIBRATION ANALYSIS OF THE PM2 SUCTION AND YANKEE PRESSES

The vibration analysis performed by SKF as per the Santher Penha service agreement were denoting that vibration levels of the suction press and Yankee press were consistently above the alarm values. Detailed analyses of the spectra showed misalignment problems and wearing of the gear teeth of the gearboxes. Such problems were found in both the first and second presses.

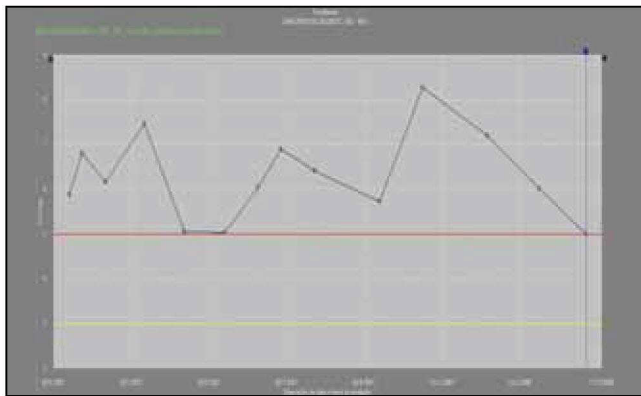
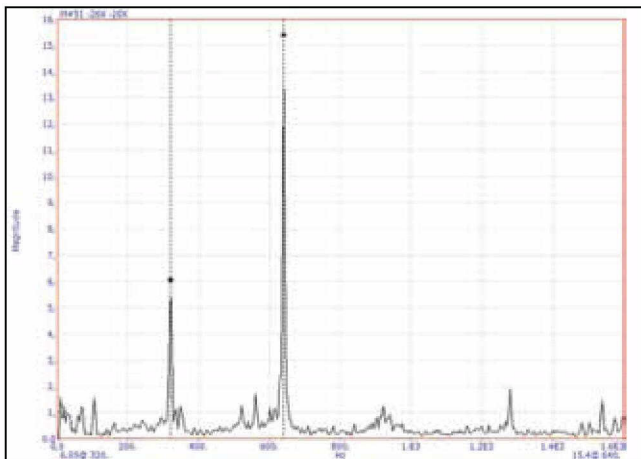


Gráfico 1. Curva de tendência dos níveis de vibração da segunda prensa
Graph 1. Trend curve of vibration levels on the second press

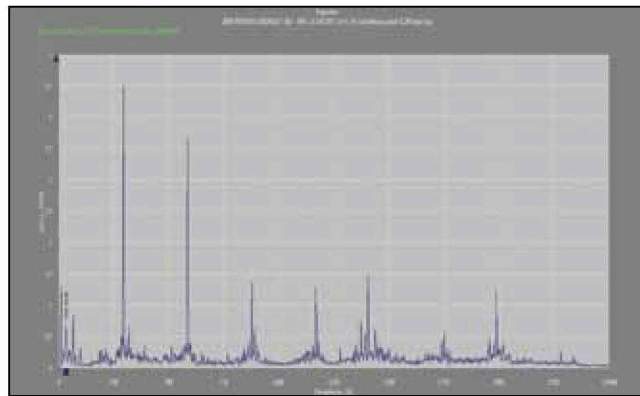
O **Gráfico 1** mostra a curva de tendência dos valores de vibração para a segunda prensa. Observamos que todos os valores estavam acima do recomendado para uma operação normal. Devido a esses altos níveis de vibração, o sistema apresentava falhas sistemáticas dos motores elétricos, dos acoplamentos e dos rolamentos.

As características de vibração da primeira prensa são semelhantes às da segunda prensa. No **Espectro 1** de vibração podemos observar os elevados níveis de vibração dos engrenamentos da segunda prensa monolúcido. As frequências em destaque correspondem ao engrenamento de entrada e ao engrenamento de saída, estas características eram agravadas com o aumento da velocidade da máquina. Caso não fossem feitas as correções propostas neste relatório, as falhas iriam ser cada vez mais frequentes, pois o nível de desgaste dos componentes e a fragilidade da base estavam cada vez mais comprometendo o bom funcionamento do equipamento.

O **Espectro 2** mostra o desalinhamento entre engrenagens no redutor da segunda prensa monolúcido, este desalinhamento era responsável pelos desgastes dos dentes das engrenagens e pela quebra dos rolamentos.



Espectro 2. Segunda prensa: 2XGMF desalinhamento entre engrenagens
Spectrum 2. Second press: 2XGMF misalignment between gears

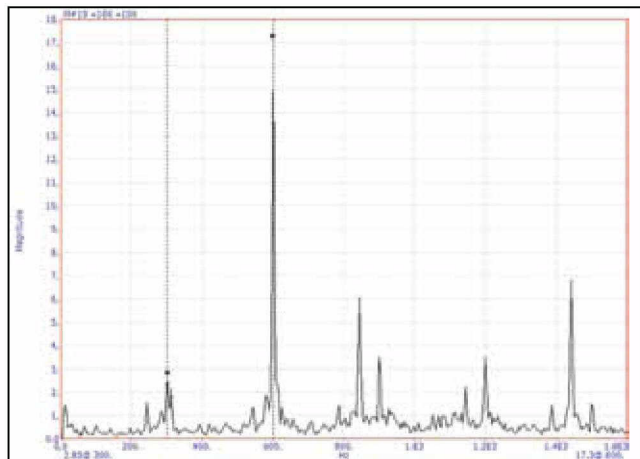


Espectro 1. Ponto 3HV segunda prensa monolúcido
Spectrum 1. Point 3HV second press Yankee

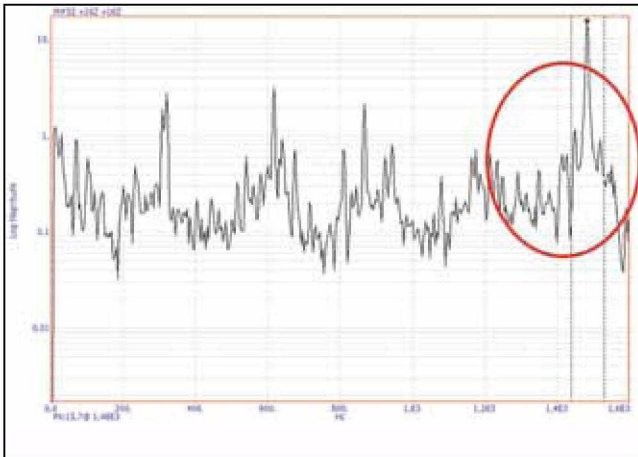
Graph 1 shows the trend curve of the vibration values for the second press. It is to note that all values were above the recommended level for a normal operation. Because of such high levels of vibration this system incurred in systematic failures on electric motors, couplings and bearings.

The vibrations characteristics of the first press are similar to those of the second press. In **Spectrum 1** one can observe the high gearing vibration levels of the second press (Yankee). The highlighted frequencies correspond to both the input and output gearing, and such characteristics were worsening as the machine speed was increased. Should none of the corrections proposed in this report be implemented, the identified failures could become more and more frequent as the level of component wearing and the fragility of the base were negatively affecting the performance of the whole equipment.

Spectrum 2 shows the misalignment existing between gears in speed reducer of the second press (Yankee). Such misalignment was responsible for the early wearing of the gear teeth as well as for bearing failures.



Espectro 3. Primeira prensa: 2XGMF desalinhamento entre engrenagens
Spectrum 3. First press: 2XGMF misalignment between gears



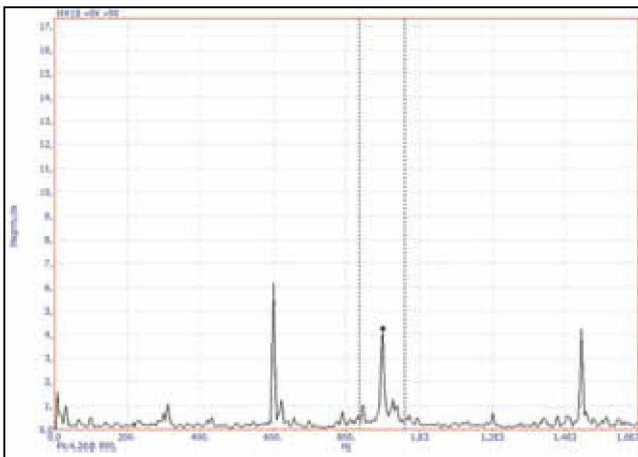
Espectro 4. Primeira prensa: frequência 1480 Hz com bandas laterais GMF1
Spectrum 4. First press: 1480 Hz frequency with side bands GMF1

O **Espectro 3** mostra o problema de desalinhamento que ocorre na primeira prensa sucção. Nos redutores dessa prensa também havia problemas de desgaste dos dentes das engrenagens e quebra dos rolamentos.

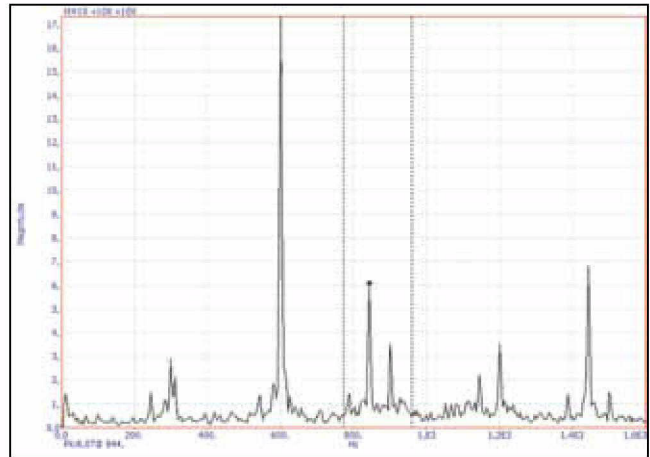
Podemos observar no **Espectro 4** o aparecimento de bandas laterais na frequência de engrenamento da primeira prensa, indicando desgastes nos dentes das engrenagens.

Também é possível observar o aparecimento de regiões de possíveis ressonâncias. Essas regiões estão próximas das frequências de 844 Hz, 900 Hz e 960 Hz. Nos **Espectros 5, 6 e 7** podem-se observar essas frequências de possível região natural desse sistema.

Os níveis elevados da vibração nos redutores e nos motores elétricos das prensas de sucção e monolúcido são traduzidos por problemas de desalinhamento, desgastes dos dentes das engrenagens e quebra dos componentes (motor, cardan, acoplamento, rolamento, etc.) deste sistema.



Espectro 6. Região de possível ressonância na primeira prensa a 900 Hz
Spectrum 6. Possible resonance area on the first press at 900 Hz



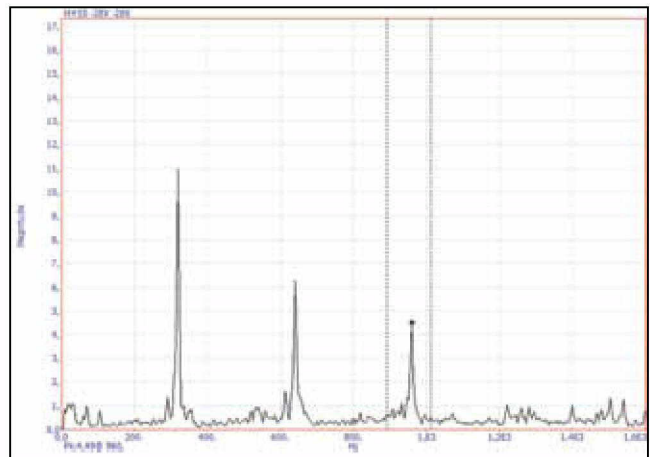
Espectro 5. Região de possível ressonância a 844 Hz
Spectrum 5. Possible area of resonance at 844 Hz

Spectrum 3 shows the misalignment existing in the first press (suction). Problems of gear teeth wearing and early bearing failures were also found in this press.

Spectrum 4 gives evidence to the appearing of side bands at the frequency of the first press gearing, indicating wearing of the gear teeth.

It can also be seen the appearance of possible areas of resonance. Such areas are in the vicinity of 844 Hz, 900 Hz and 960 Hz frequencies. Frequencies of possible natural area of this system can also be seen in the *Spectra 5, 6 and 7*.

The high levels of vibration on the reducers and electrical motors of the suction and Yankee presses are interpreted as misalignment, gear teeth wearing, and components failures (motor, cardan, coupling, bearing, etc.) of this system.



Espectro 7. Região de possível ressonância na segunda prensa a 960 Hz/
Spectrum 7. Possible resonance area on the second press at 960 Hz

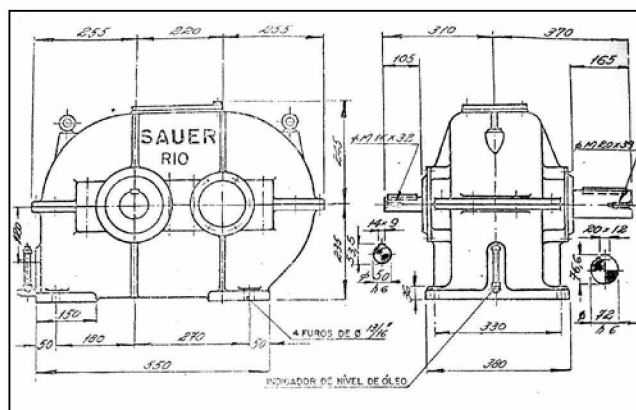
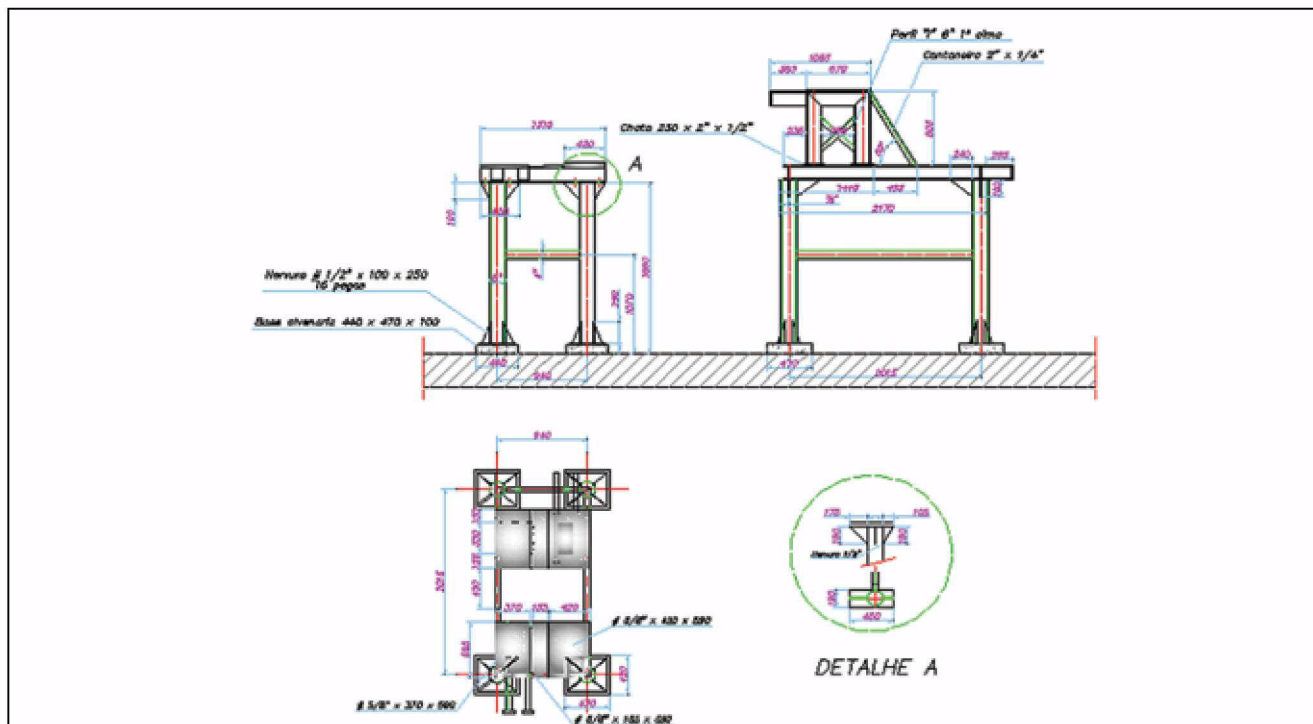


Figura 5. Desenho da base metálica da primeira e segunda prensas da MP2 e do redutor
Figure 5. Drawing of the metallic base of the PM2 first and second press and reducer

ANÁLISE POR ODS DAS PRENSAS DE SUÇÃO E MONOLÚCIDO

A análise por ODS – Operating Deflection Shape - das prensas de sucção e do monolúcido teve o objetivo de entender o comportamento dinâmico das prensas, obtendo as deflexões da base metálica e os movimentos dos motores e redutores.

Para a análise por ODS das prensas da máquina de papel 2 utilizamos os seguintes dispositivos: coletor de dados SKF CMVA 40, programa ME'scopeVES e dois acelerômetros SKF CMSS 2200 de 100 mV. Nos tópicos a seguir faremos um descritivo das etapas para realização do estudo por ODS.

Determinação das dimensões do objeto de estudo

Os desenhos contendo as dimensões da estrutura metálica e dos componentes do sistema, tais como motores e redutores, foram fornecidos pela Santher. Estas informações foram importantes para a fase de desenvolvimento dos modelos matemáticos.

ODS ANALYSIS OF THE SUCTION AND YANKEE PRESSES

ODS – Operating Deflection Shape - analysis of the suction and Yankee presses aimed to understand the dynamic behaviour of the presses, in order to obtain data on the deflection of the metallic base and the movements of motors and reducers.

To carry out the ODS analysis of paper machine 2 presses, the following appliances were used: SKF CMVA 40 Data Collector, ME'scopeVES software package, and two SKF CMSS 2200 100 mV accelerometers. The phases of the ODS study are exposed in the following.

Dimensions determination of the object of the study

Drawings referring to dimensions of the metallic structure and components of the system, such as motors and reducers, were provided by Santher. This information was important for the developing phase of the mathematical models.

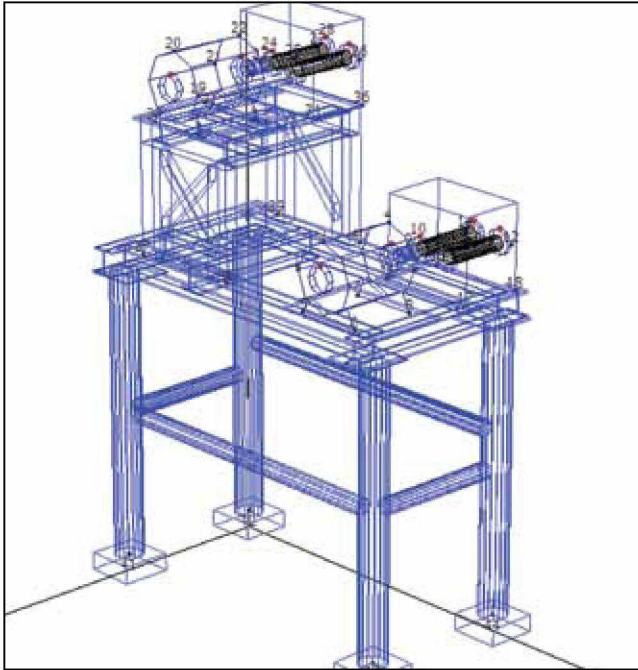


Figura 6. Modelo matemático utilizado na análise por ODS
Figure 6. Mathematical model used in the ODS analysis

Criar estrutura – Modelo matemático

Com base nos desenhos da base metálica, dos reductores e dos motores elétricos enviados pela Santher unidade Penha, foi desenvolvido o modelo matemático para o estudo por ODS e, posteriormente, para o estudo por simulação numérica.

Os modelos matemáticos foram desenvolvidos no programa ME'scopeVES com base no projeto original da Santher, unidade Penha. Todas as dimensões do modelo matemático seguem rigorosamente as dimensões do projeto real.

Definir pontos de medição e os graus de liberdade

Com o modelo matemático construído, passamos à fase de definição dos graus de liberdade a serem medidos. Inicialmente é definida a malha de pontos que serão medidos e, depois, as direções das medições para cada ponto. Nesta definição dos pontos a serem medidos buscamos sempre focar os pontos de união entre os elementos que fazem parte do sistema, como, por exemplo, motor e base, motor e reductor, reductor e base, etc.

As direções de medições x, y e z são consideradas os graus de liberdade do nosso sistema. Definimos as direções de acordo com o que queremos identificar no nosso sistema. Nas duas fases do nosso estudo fizemos medições nas três direções x, y e z para cada ponto medido. Assim, pegamos todos os movimentos relativos que existiam na estrutura.

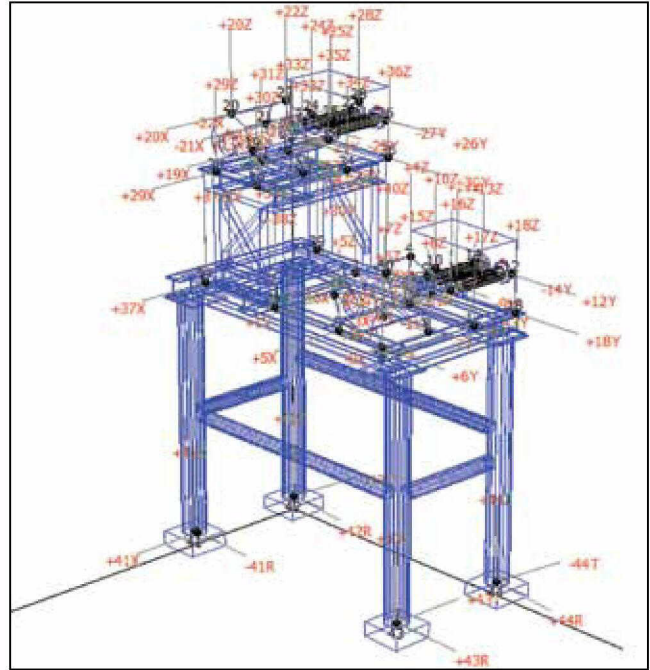


Figura 7. Definição dos pontos e direções de medições para cada ponto selecionado. As direções de medição são os graus de liberdade para cada ponto / **Figure 7.** Definition of points and measurement directions for each selected point. Measurement directions are the degree of freedom of each point

Creating the structure – Mathematical model

Based on data from the drawings of the metallic base, reducers and electric motors provided by Santher, Penha unit, a mathematical model was developed, which would be used first in the ODS study, then, in the numerical simulation study.

The mathematical models were developed through the ME'scopeVES software based on the original projects at the Santher, Penha unit. All dimensions used in the mathematical model strictly follow the actual project.

Defining points of measurement and degrees of freedom

Once the mathematical model was completed, we went on to the phase of defining the degrees of freedom to be measured. At first, the network of points to be measured was established, and then the directions of the measurements for each of the points. While defining the points to be measured, we always sought to find the points of union between system elements, such as motor and base, motor and reducer, reducer and base, etc.

Measurement directions x, y, and z are considered as the degrees of freedom of our system. Measurement directions were defined in accordance to what is intended to identify in our system. In the two phases of our study, measurements were performed in all three directions x, y and z for each measured point. Therefore, all related movements existing in the structure were captured.

Select	Dir	DOF	Select	Dir	DOF	Select	Dir	DOF
1	No	-1Y	32	No	+16Z	63	No	+31Z
2	No	+1X	33	No	+17X	64	No	-32X
3	No	+2X	34	No	+17Z	65	No	+32Z
4	No	+2Z	35	No	+18Y	66	No	-33Y
5	No	-3X	36	No	+18Z	67	No	+33Z
6	No	+3Y	37	No	+19X	68	No	+34X
7	No	-4X	38	No	+19Y	69	No	+34Z
8	No	+4Z	39	No	+20X	70	No	-35X
9	No	+5X	40	No	+20Z	71	No	+35Z
10	No	+5Z	41	No	+21X	72	No	+36Y
11	No	+6Y	42	No	+21Y	73	No	+36Z
12	No	+6Z	43	No	+22X	74	No	+37X
13	No	-7Y	44	No	+22Z	75	No	+37Z
14	No	+7Z	45	No	+23Y	76	No	+38Y
15	No	-8X	46	No	+23X	77	No	+38Z
16	No	+8Z	47	No	+24X	78	No	-39Y
17	No	-9Y	48	No	+24Z	79	No	+39Z
18	No	+9X	49	No	+25X	80	No	-40X
19	No	+10X	50	No	+25Z	81	No	+40Z
20	No	+10Z	51	No	+26X	82	No	-41Y
21	No	+11X	52	No	+26Y	83	No	+41Z
22	No	+11Z	53	No	+27X	84	No	-42X
23	No	-12X	54	No	+27Y	85	No	+42Z
24	No	+12Y	55	No	+28X	86	No	-43Y
25	No	-13X	56	No	+28Z	87	No	+43Z
26	No	+13Z	57	No	+29X	88	No	+44X
27	No	-14X	58	No	+29Z	89	No	-44Y
28	No	+14Y	59	No	+30X	90	No	+44Z
29	No	-15Y	60	No	+30Z	91	No	-45X
30	No	+15Z	61	No	+31Y	92	No	+45Z
31	No	-16X	62	No	+31Z			

Figura 8. Pontos definidos no modelo matemático do motor, redutor e base. Esta rota foi utilizada no estudo por ODS das prensas da MP2

Figure 8. Points defined in the mathematical model of the motor, reducer, and base. This route was used in the ODS study of the PM2 presses

Definição da rota selecionada para o modelo em estudo

A rota utilizada em ambas as fases (antes e depois das modificações da estrutura) foi feita levando em consideração os pontos de fixação dos componentes da primeira e segunda prensas. Os pontos da rota foram sempre medidos nas regiões de contorno e ligação entre os componentes, como, por exemplo: motor e base, motor e redutor, redutor e base, etc. Assim, garantimos que todos os movimentos relativos existentes entre os componentes da prensa foram identificados.

Na **Figura 8** temos a rota utilizada para a medição dos pontos. Cada ponto está representado pela direção de medição que corresponde aos graus de liberdade para cada ponto.

Modelo em análise após medições

Nas **Figuras 9 e 10** temos exemplos dos modelos matemáticos em análise depois de feitas as medições e retornado com os valores medidos.

Análise dos resultados obtidos

Segundo resultados obtidos no estudo por ODS observamos algumas características que estão gerando deformações irregulares na base metálica das prensas de sucção e monolúcido da máquina de papel 2. A equação que governa as condições dinâmicas de qualquer sistema mecânico é do tipo: $MX + C\dot{X} + KX = F(t)$. Onde: M é a massa, C o amortecimento, K a rigidez e $F(t)$ as forças externas que atuam sobre o sistema. No caso em estudo observamos problemas na rigidez K e nas forças de excitação externas $F(t)$, como descrito a seguir.

O estudo por ODS mostrou que a base dos motores e dos redutores estava em condição inadequada para

Definition of selected route for the model under study

The route used in both phases (before and after changes in the structure) was elaborated taking into consideration the fixing points of the components of the first and second presses. Route points were always measured at the contour regions and junctions between components, as, for example: motor and base, motor and reducer, reducer and base, etc. Therefore, all related movements existing between the press components were clearly identified.

Figure 8 shows the route used for the points measurement. Each point is represented by the measurement direction, which corresponds to the degrees of freedom of each of the points.

Model analysis after measurements

Figures 9 and 10 show examples of mathematical models under analysis after made the measurements and returned with the measured values.

Analysis of results obtained

According to the results obtained from the ODS study some characteristics responsible for irregular deformations in the metallic base of the suction and Yankee presses of paper machine 2 were observed. The equation governing the dynamic conditions of any mechanical system is: $MX + C\dot{X} + KX = F(t)$. Where: M refers to the mass, C refers to the dampening, K refers to the rigidity, and $F(t)$ refers to the external forces acting on the system. In this study, problems generated by the rigidity K and by external exiting forces $F(t)$ were detected, as exposed below.

The ODS study showed the base of the motors and reduc-

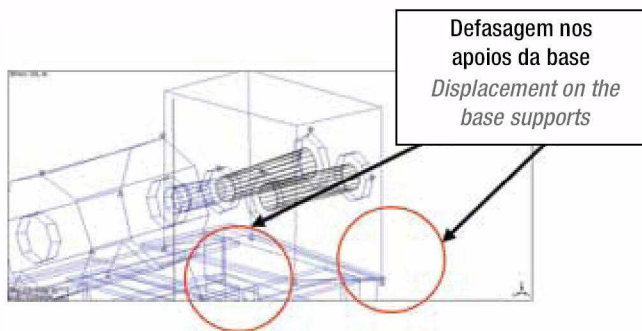


Figura 9. Modelo matemático deformado representando a condição real de operação do sistema. A defasagem na base da segunda prensa gera torção na carcaça do redutor e afeta a frequência de engrenamento GMF / **Figure 9.** Deformed mathematical model representing the actual operation condition of the system. The displacement on the base of the second press creates torsion force on the reducer housing and affects the gearing frequency GMF

operação das prensas. Devido a estas condições irregulares da base do sistema apresentava uma baixa rigidez (defasagem entre as partes da estrutura), gerando, assim, deformações na base metálica. Esta base, os mancais e os eixos sofrem diversas deformações irregulares por esforços, e esses geram torção na carcaça dos redutores comprometendo o funcionamento ideal do engrenamento.

Outro ponto observado é o aparecimento de movimentos característicos de torção, flexão e defasagem nas bases de apoio dos redutores (ver **Figuras 10 e 11**). Esses fenômenos geram o aparecimento de trincas na estrutura e nos componentes.

O eixo de saída do redutor possui um evento de engrenamento (GMF 320 Hz) e harmônicos desta frequência, o que caracteriza um desalinhamento entre engrenagens. Esse desalinhamento dinâmico nas engrenagens ocorre devido a esforços gerados na carcaça dos redutores, causando, assim, momentos torcionais no sistema.

É também observado o aparecimento de regiões de possíveis ressonâncias, essas regiões estão próximas das frequências de 844 Hz, 900 Hz e 960 Hz, frequências que se traduzem na excitação das vigas da estrutura provocando movimentos irregulares, tais como torção e flexão. Este fenômeno compromete a vida útil das vigas, podendo gerar trincas nas soldas e demais partes de fixação.

ANÁLISE POR SIMULAÇÃO NUMÉRICA DAS PRENSAS DA MÁQUINA DE PAPEL 2

O objetivo da análise por simulação numérica foi determinar os pontos críticos da base metálica, identificar as frequências de ressonância e propor soluções para o problema das falhas dos componentes do sistema prensas (motores elétricos, redutores, cardans, rolamentos e acoplamentos).

Para análise por simulação numérica da base metálica das prensas utilizamos os seguintes softwares: Pro-Engineer WF2, Ansys 11 e Orpheus SKF. Com esses softwares foi possível simular teoricamente as soluções propostas para o problema em estudo.

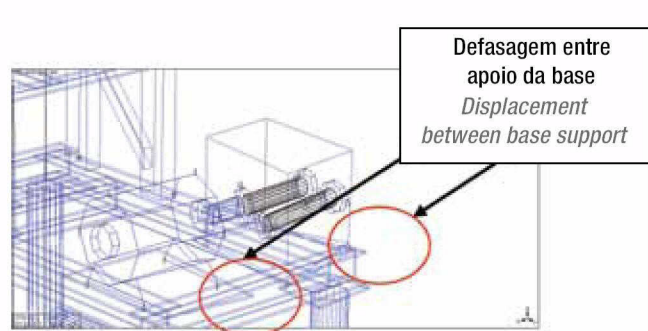


Figure 10. Modelo matemático deformado representando a condição real de operação do sistema. A defasagem nos apoios da base da primeira prensa gera torção na carcaça do redutor, o que afeta a frequência de engrenamento GMF / **Figure 10.** Deformed mathematical model representing the actual operating condition of the system. The displacement at the base supports of the first press creates torsion on the reducer housing, which affects the gearing frequency GMF

ers was positioned inappropriately for the operation of the presses. Because of such irregular conditions of the base the whole system showed low rigidity (displacements of parts of the structure), which created deformations in the metallic base. The base, bearings and shafts were thus submitted to several irregular deformations due to stresses, which, in turn, created a torsion force on the reducer housing that negatively affected the correct working of the gearing.

Another aspect observed is the identification of typical movements of torsion, bending and displacement at the support bases of the reducers (see **Figures 10 and 11**). These phenomena generate cracks on the machine structure and components.

The reducer output shaft shows a gearing event (GMF 320 Hz) and harmonics of this frequency, which characterises dynamic misalignment of the gears taking place due to stresses on the reducer housing, thus generating torsion moments in the system.

The manifestation of areas of possible resonances was also observed. These areas were identified near 844 Hz, 900 Hz e 960 Hz frequencies. Such frequencies can be interpreted as the excitement of the structure beams that creates irregular movements, such as torsion and bending. This phenomenon affects the service life of such beams, and could produce cracks in welding and other locking parts.

NUMERICAL SIMULATION ANALYSIS OF PAPER MACHINE 2 PRESSES

The purpose of the numerical simulation analysis was to establish the critical points at the metal base, identify resonance frequency and offer solutions to the problem referring to the early failure of the press systems components (electric motors, reducers, cardans, bearings and couplings).

For the numerical simulation analysis of the metal base of the presses the following software were used: Pro-Engineer WF2, Ansys 11, and Orpheus SKF. These softwares made it possible to theoretically simulate the solutions proposed to solve the problem under study.

Tabela 3. Frequências naturais analisadas neste estudo (Hz) / **Table 3.** Natural frequencies analysed in this study (Hz)

Frequências Naturais Analisadas (Hz) / Natural Frequencies Analysed (Hz)
258
265
320
794
900
963

Análise da estrutura metálica nas condições originais (antes das modificações propostas)

Inicialmente foi construído o modelo matemático da base metálica com base nos desenhos enviados pela Santher UP. Para construção do modelo utilizamos o software de CAD Pro Engineer.

Com base nesse modelo matemático determinamos os pontos críticos da estrutura. Para isso fizemos uma malha de elementos finitos e interpolamos para obter as frequências críticas e naturais da estrutura metálica.

Com os cálculos pudemos definir as frequências naturais do sistema e correlacionar com os modos *shapes*. A **Tabela 3** mostra os valores das frequências determinados teoricamente na análise por elementos finitos.

Na **Figura 11** temos o modo *shape* associado à frequência de 258 Hz. Neste modo observamos a deformação das vigas perfil I. Essas deformações justificam, de certa forma, os desalinhamentos do sistema.

Na frequência de 265 Hz o modo *shape* está relacionado às deformações das vigas da base metálica da segunda prensa.

Na frequência de 320 Hz observamos que a viga perfil I da parte traseira da base sofre uma flexão-torção.

Observamos que na frequência de 794 Hz há uma deformação generalizada nas vigas I da estrutura metálica.

As frequências de 900 Hz e 963 Hz ficaram bem caracterizadas na análise de ODS como sendo uma possível região de ressonância. Com esta análise validamos o modelo

Analysis of the metal structure in its original conditions (before the proposed changes)

Initially, a mathematical model of the metal base was built up based on the drawings provided by the Santher, Penha unit. The software CAD Pro Engineer was used to build up this model.

Based on this mathematical model, the critical points of the structure were determined and, therefore, a network of finite elements was prepared, and interpolation was made so as to obtain critical and natural frequencies of the metal structure.

*With these calculations natural frequencies of the systems were defined, and correlated with shape modes. **Table 3** shows the frequencies values theoretically determined by the finite elements analysis.*

***Figure 11** shows the shape mode associated with 258 Hz frequency. In this mode the deformation of the I-beams can be observed, deformations that justify, to a certain extent, the misalignment of the system.*

At 265 Hz the frequency shape mode is related to deformations of the metal base beams of the second press.

At 320 Hz frequency the I-beam at the rear of the base undergoes to a bending-torsion effect.

It was noted that at frequency 794 Hz a generalised deformation takes place at the I-beams of the metal structure.

The frequencies of 900 Hz and 963 Hz resulted well characterised in the ODS analysis as a possible area of resonance.



Figura 11. Modo *Shape* associado a frequência de 258 Hz / **Figure 11.** *Shape mode* associated to the 258 Hz frequency

numérico e identificamos essas frequências naturais como frequências de ressonância.

Na análise por elementos finitos da base metálica ficou claro que o sistema possuía fragilidades estruturais que geravam as deformações e, com isso, o desalinhamento dos motores e redutores das prensas de sucção e monolúcido. Validamos e comprovamos a existência de uma região de ressonância, na base, situada entre 900 Hz e 960 Hz.

Proposta de melhoria para a estrutura metálica

Nesta etapa do estudo fizemos varias simulações até chegarmos a um modelo ótimo para solução dos problemas detectados nas outras etapas do estudo. Nas **Figuras 12, 13 e 14** descrevemos as modificações propostas para o sistema.

With this analysis we validated the numerical model and identified these natural frequencies as resonance frequencies.

In the finite elements analysis, it turned out clear that the system had structural fragilities causing deformations and, as a consequence, misalignment of motors and reducers of the suction and Yankee presses. The existence of a region of resonance at the machine base somewhere between 900 Hz and 960 Hz was thus validated and confirmed.

Improvement proposal for the metal structure

In this phase of the study several simulations were carried out until the development of an optimum model for the solution of the problems detected in previous phases. Figures 12, 13 and 14 show the proposed structure modifications to the system,

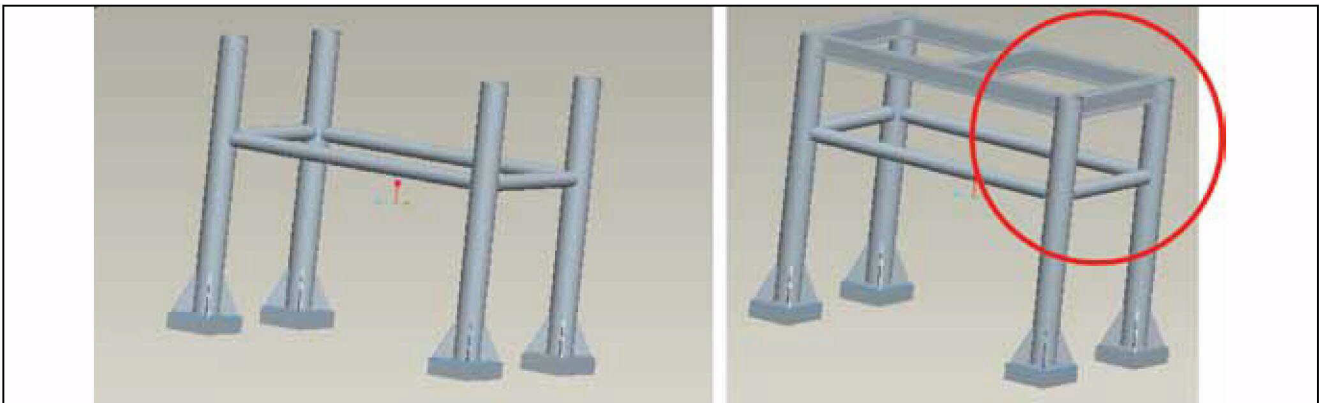


Figura 12. Modificações dos travamentos das vigas perfil I / **Figure 12.** Modification of the I-beams locking

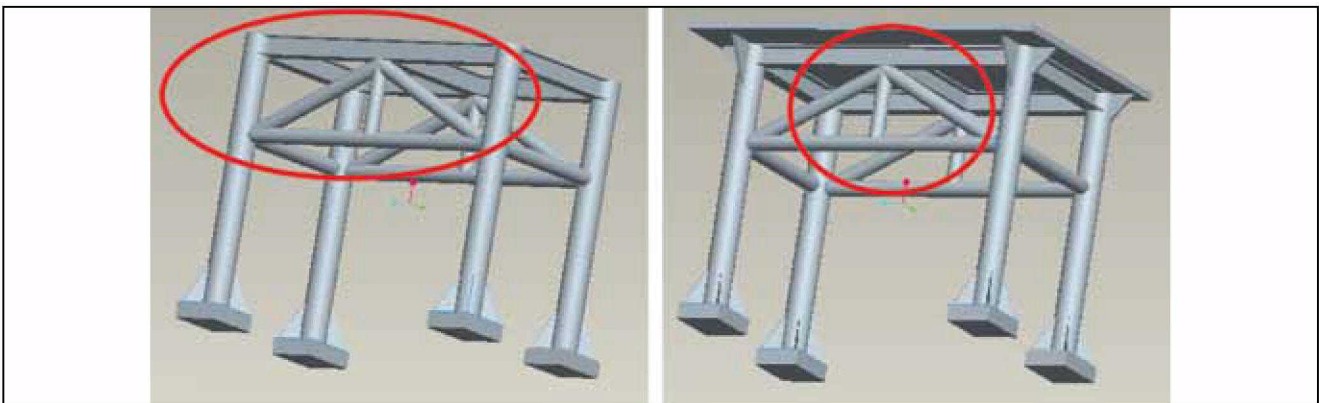


Figura 13. Travamento com tubos laterais e utilização de uma chapa de 2" / **Figure 13.** Locking with side tubes and use of a 2" plate

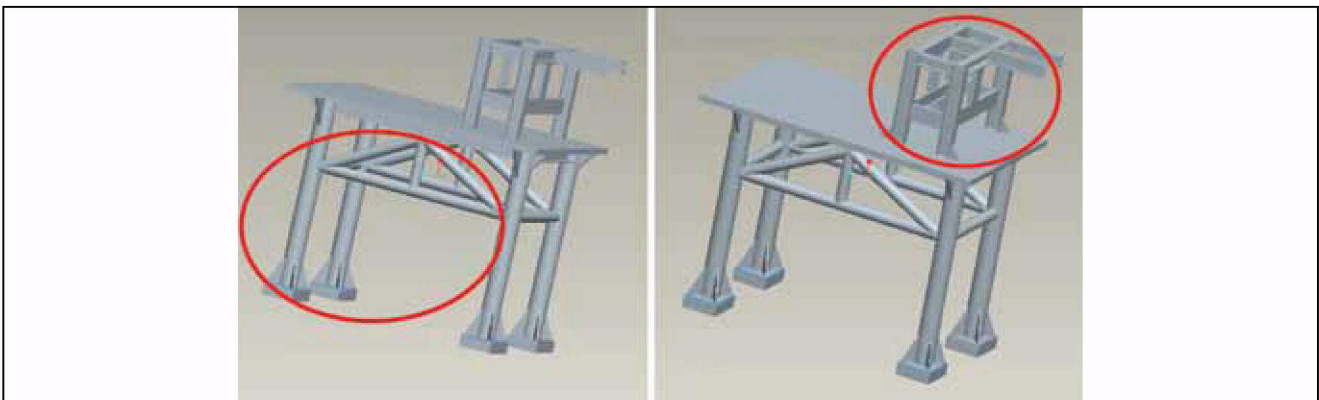


Figura 14. Travamento proposto para a base da segunda prensa / **Figure 14.** Locking proposed for the second press base

Tabela 4. Frequências analisadas no modelo com as modificações / **Table 4.** Frequencies analysed in the modified model

Frequências Analisadas (Hz) / Analysed Frequencies (Hz)
258
265
320
794
900
963

Foi feito empenho em propor soluções simples e eficazes.

Primeira modificação proposta foi um rebaixamento das vigas perfil I e, com isso, um leve aumento no travamento, correspondendo a um aumento da rigidez nestes pontos.

Foi depois proposta a utilização de tubos de 5” para as ancoragens laterais da base e utilização de chapa de 2” para um ganho de massa no sistema de aprox. 1700 kg.

Como proposta final foram simulados os travamentos da base da segunda prensa considerando a utilização de vigas perfil U e travas nos pés da base, como podemos ver no desenho da **Figura 14**.

Análise da estrutura metálica nas condições modificada (depois das modificações propostas)

Com base no modelo matemático da estrutura modificada foram verificadas as melhorias que o sistema obteve, e determinamos os modos de deformar associados às frequências críticas do modelo matemático original. O objetivo desta comparação foi confirmar os ganhos que teríamos com a realização das modificações.

Verificamos que, com as modificações propostas, o sistema teve redução dos níveis das frequências naturais, isto significando que a aplicação dos travamentos com os tubos e a utilização da chapa de 2” aumentaram a rigidez (K) e a massa (M) do sistema, melhorando assim a resposta dinâmica do mesmo. Como as modificações de massa (M) e rigidez (K) são em proporções diferentes, mudamos deste modo as frequências naturais da estrutura. Vale lembrar que a equação para determinação das frequências naturais é dada de forma simplificada por:

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

Podemos observar que, com as modificações propostas, as deformações das vigas I desapareceram e, com isso, o sistema ficou mais estável. Na **Figura 15** temos o modo *shape* associado à frequência de 320 Hz. Na comparação com a mesma frequência no modelo original o sistema tinha deformações muito maiores, o que comprometia o funcionamento do sistema.

Na frequência de 794 Hz também se nota que o sistema modificado apresenta deformações muito menores que no caso original. Estas deformações controladas validam o nosso modelo e nos dão segurança quanto à recomendação da solução proposta.

aiming at offering simple and efficient solutions.

First modification proposed was the lowering of the I-beams, and, thereafter, a slight enhancement of the locking, which would represent an increase in stiffness at those points.

Afterwards, it was proposed the use of 5” pipes for the base sides anchoring and a 2” plate for providing an additional gain of aprox. 1700 kg of mass in the system.

As a final proposal it was simulated the locking of the second press base, considering the use of U-beams and locks at the base feet, as shown in **Figure 14**.

Analysis of the metal structure with modified conditions (after the proposed changes)

Based on the mathematical model of the modified structure, not only the improvements of the structure were verified, but the deformation modes associated with the critical frequencies of the original mathematical model were also established. The goal of this comparison was to confirm the gains that we could have should the modifications be implemented.

We found that, with implementation of the proposed changes, the system showed reduced levels of the natural frequencies, which means that the application of the locks with pipes and the 2” plate effectively enhanced the rigidity (K) and the mass (M) of the system, which, in turn, improved the dynamic response thereof. Because modifications of mass (M) and rigidity (K) are in different proportions, we changed, thereafter, the natural frequencies of the structure. It is to remember that the simplified equation for determining natural frequencies is given by:

$$W_n = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

We can see that, with the proposed modifications, the deformations of the I-beams disappeared and, as a result, the system improved in stability. **Figure 15** shows the shape mode associated with the 320 Hz frequency. Compared to the same frequency of the original model, the system had much higher deformations, which affected the performance of the whole system.

At the 794 Hz frequency, the modified system exhibits considerably lower deformations than those in the original system. These controlled deformations validate our model, and give us the necessary confidence about the proposed solution.

Na frequência de 900 Hz, que correspondia a uma região de ressonância para a base metálica original, agora, com as modificações, esta região desaparece, o que significa que as deformações do sistema passam a ter amplitudes controladas.

Depois de simuladas todas as possibilidades de solução, chegamos às propostas de modificações. Com a solução definida entregamos o modelo e a descrição do material para a Santher UP, que providenciou todas as modificações propostas.

ANÁLISE DE ODS DA ESTRUTURA DEPOIS DAS MODIFICAÇÕES PROPOSTAS

Depois de feitas as modificações sugeridas pela SKF foram refeitas as análises de vibração do sistema, e também refeita a análise por ODS para validação do estudo dinâmico da base metálica das prensas desta máquina de papel 2.

A análise de vibração confirmou a melhoria esperada pelo estudo de simulação numérica. Os Gráficos 8, 9 e 10 de tendência mostram a melhoria nos níveis de vibração na primeira prensa de sucção e na segunda prensa (monolúcido). Medições feitas com a máquina na velocidade de 690 m/min.

O Gráfico 9 mostra a tendência em velocidade medida na primeira prensa; pode ser observada a melhoria no sistema depois de feitas as modificações.

At the 900 Hz frequency, which reported to an area of resonance in the original metal base, after modifications this area disappeared, meaning that the deformations of the system are now under controlled amplitudes.

After simulating all the viable solutions, we end up to the proposed modifications. Once the solution was defined, the model and material description were delivered to Santher; Penha unit, which implemented all the proposed modifications.

ODS ANALYSIS OF THE STRUCTURE AFTER THE PROPOSED MODIFICATIONS

Once modifications were performed as suggested by SKF, the vibration analysis of the system was repeated, and also done again the ODS analysis for validation of the dynamic study of the metal base of this paper machine 2 presses.

The vibration analysis confirmed the improvement predicted by the numerical simulation. The trend Graphs 8, 9 and 10 show the improvement in vibration levels referring to the first suction press and the second press (Yankee). Measurements made with machine running at 690 m/min speed.

Graph 9 show the trend at speed as measured at the first press; the system improvement can be seen after modifications were done.



Figura 15. Modificações feitas na estrutura / **Figure 15.** Modifications made in the structure

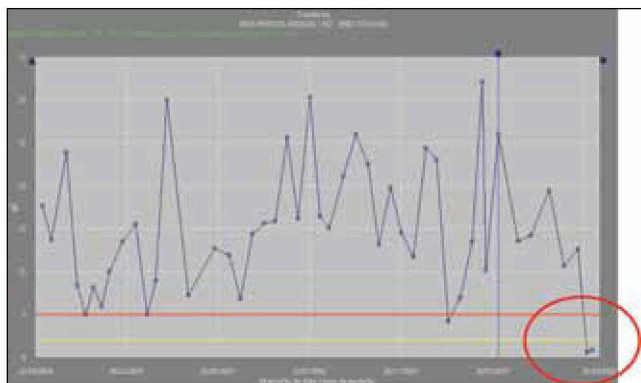


Gráfico 8. Gráfico de tendência de envelope medido na primeira prensa
Graph 8. Envelope trend graph measured at the first press

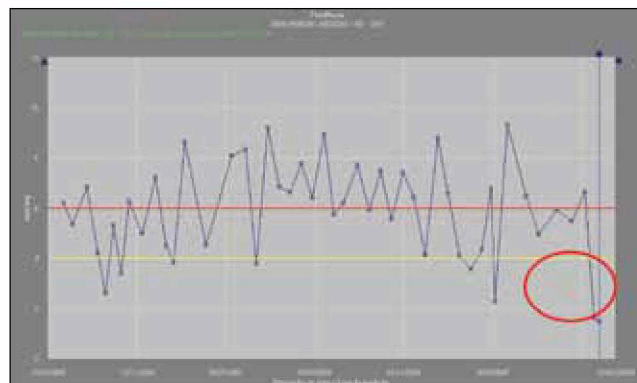


Gráfico 9. Gráfico de tendência de velocidade medido na primeira prensa / **Graph 9.** Speed trend graph measured at the first press

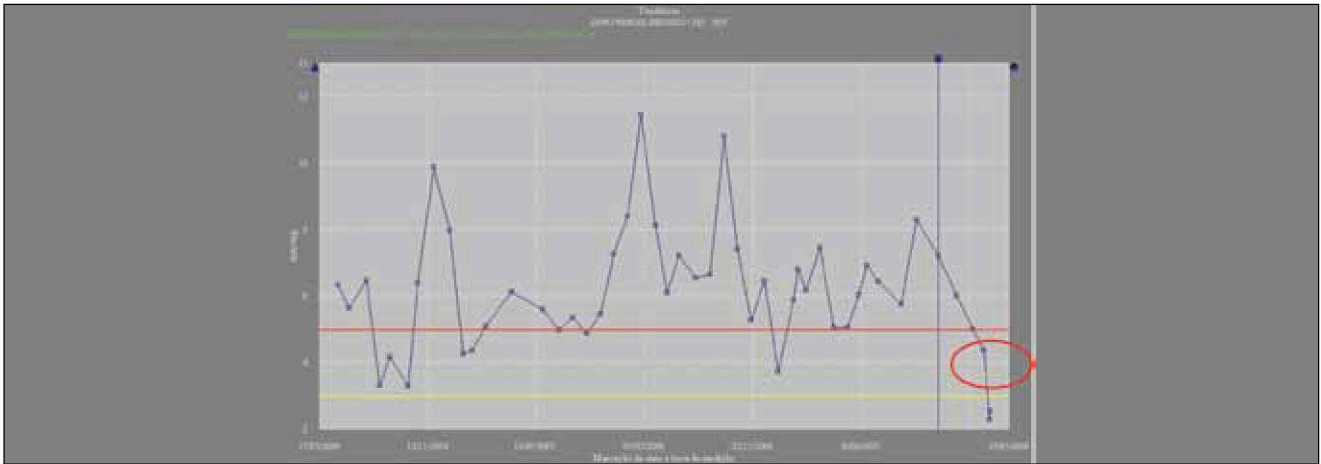


Gráfico 10. Gráfico de tendência de velocidade medido na segunda prensa / **Graph 10.** Speed trend graph measured at the second press

As melhorias também foram observadas na segunda prensa do monolítico. Os gráficos de tendência em velocidade mostram que os níveis de vibração estão com valores aceitáveis para o bom desempenho do equipamento.

As medições foram tomadas com a MP2 operando a 690 m/min. Os valores encontrados estão dentro das grandezas aceitáveis e, com isso, a eficiência das modificações foi confirmada.

CONCLUSÃO

A análise dinâmica realizada na estrutura metálica da base das prensas da máquina de papel 2 da Santher, unidade Penha, nos mostrou os problemas dinâmicos existentes nesse equipamento. Os pontos críticos levantados neste estudo foram: baixa rigidez da estrutura metálica; estrutura mal dimensionada para as condições de operação atuais e requeridas pela Santher; falta de rigidez da base do redutor e motor; falta de planitude da base; desalinhamento dinâmico dos motores e redutores, bem como dos redutores e dos eixos cardans.

O problema principal detectado pelo nosso estudo era a baixa rigidez da estrutura metálica, pois apresentava frequências naturais próximas das frequências de trabalho, sendo assim excitada durante a operação da máquina. As deformações provenientes destas frequências geravam os desalinhamentos dos conjuntos motores-redutores e, conseqüentemente, falhas dos componentes desse sistema mecânico (motores, engrenagens, rolamentos, eixos cardans e acoplamentos).

Depois de feitas as modificações no sistema, a equipe da SKF refez as medições de vibração e ODS para validar as alterações introduzidas. O resultado final obtido foi satisfatório e aprovado pelas medições de vibração e ODS. ▲

Improvements were also seen at the second press (Yankee). The speed trend graphs show that vibration levels are within acceptable values allowing correct operation of the equipment.

Measurements were made with PM2 running at 690 m/min. Values found are within the acceptable numbers, and the efficiency of performed modifications are, therefore, confirmed.

CONCLUSION

The dynamic analysis carried out at the metal structure of the paper machine 2 presses at Santher; Penha unit, gave evidence to the dynamic problems existing in the equipment. The critical points found in this study were: low rigidity of the metal structure; incorrectly dimensioned structure for the operation conditions, current and required by Santher; lack of rigidity of the base of the reducers and motors; lack of flatness of the base; dynamic misalignment of motors and reducers, as well as reducers and cardans shafts.

The main problem found by our study was the low rigidity of the metallic structure. The structure exhibited natural frequencies near operation frequencies, being thereafter excited during the machine operation. Deformations caused by these frequencies were origin of motor-reducer misalignment and, consequently, early failures of the components of this mechanical system (motors, gears, bearings, cardan shafts, and couplings).

After implemented the modifications in the system, the SKF team made new vibration measurements and performed the ODS analysis again in order to validate the modifications. The obtained final result was satisfactory and approved by both, vibration measurements and ODS. ▲

REFERÊNCIAS / REFERENCES

1. Fischer, J.W. e Yen, B.T., 1972. *Design, Structural Details and Discontinuities in Steel*, Safety and Reliability of Metal Structures, ASCE, Nov. 2.
2. Norton, R.L., 2004. *Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada*, ARTMED® EDITORA S.A., ISBN 0-13-017706-7.