

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION
DE LA MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE

M.Ing.

PAR
FARID MABROUKI

RECALAGE DE MODÈLES NUMÉRIQUES PAR ÉLÉMENTS FINIS À L'AIDE DE
L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE :
APPLICATION À UNE STRUCTURE FLEXIBLE

MONTRÉAL, LE 20 JUIN 2005

© droits réservés de Farid Mabrouki

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Marc Thomas, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Le Van Ngan, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Henri Champliaud, examinateur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 20 JUIN 2005

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

RECALAGE DE MODÈLES NUMÉRIQUES PAR ÉLÉMENTS FINIS À L'AIDE DE L'ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE : APPLICATION À UNE STRUCTURE FLEXIBLE

Farid Mabrouki

SOMMAIRE

L'analyse modale expérimentale et la modélisation par éléments finis ont été combinées pour la reconception d'une structure flexible d'un système mécanique produit à partir de tôles d'acier en vue de réduire son niveau vibratoire qui est la source de bruits indésirables. L'embase contient un certain nombre d'embosses de différentes formes pour la rigidifier et la rendre capable de recevoir quelques dispositifs comme un moteur électrique qui est la source de l'excitation. Il a été convenu que la solution à proposer ne doit pas générer de coûts de production supplémentaires. Nous devons améliorer le comportement de l'embase en modifiant sa forme sans ajouter de matériaux viscoélastiques pour réduire les vibrations ni modifier le système de montage du moteur électrique sur l'embase. Il a été nécessaire d'étudier le comportement vibratoire du modèle actuel en vue de connaître les causes de son niveau vibratoire élevé. Nous avons effectué des analyses expérimentales modale et harmonique sur le système complet et sur certaines de ses composantes séparément en vue de construire et de recaler un modèle numérique fiable par éléments finis.

Après avoir observé les déformées modales de l'embase, nous avons pu concevoir quatre nouveaux modèles. Les méthodes d'analyses dynamiques des modèles par éléments finis ont été passées en revue pour trouver laquelle d'entre elles nous permettra de reproduire l'excitation multi fréquentielle provenant du moteur. Le modèle par éléments finis de chaque nouvelle conception a été l'objet d'une analyse modale et d'une analyse harmonique. Quelques hypothèses ont été faites lors de la simulation des différents modèles par éléments finis pour l'analyse harmonique. En utilisant les résultats des analyses harmoniques, nous avons pu classer les différentes conceptions par ordre de mérite selon un critère spécifique. La meilleure conception a servi comme point de départ pour mettre en œuvre un modèle final car nous avons noté que certains détails présents sur des modèles moins performants ont contribué à la réduction de l'amplitude des vibrations.

Le modèle final comprend une synthèse des points forts des quatre conceptions proposées. Les analyses modale et harmonique faites sur son modèle numérique par éléments finis ont montré que la solution retenue possède un meilleur comportement vibratoire comparé aux autres modèles avec une amélioration de 22 % par rapport au modèle actuel de l'embase.

IMPROVING THE VIBRATORY BEHAVIOR OF A FLEXIBLE PLATE USING COMBINED EXPERIMENTAL VIBRATORY MEASUREMENTS AND F.E. MODELLING

Farid Mabrouki

ABSTRACT

During this work, we will combine experimental modal analysis and finite-element modeling to re-design a base plate of a mechanical system made up of steel sheets in order to reduce its level of vibrations, which are responsible of undesirable noises. The base plate is produced from a sheet steel containing a certain number of embosses of different shapes in order to make it rigid and able to receive some devices like an electric motor which is the source of the excitation frequencies.

The new model to be designed must be longer than the current one, and it was agreed that the solution to be proposed must not generate additional production costs, i.e., we must only modify the shapes of the base plate to rigidify it, without adding any damping materials nor changing the electric motor mounting system.

To come up with a new design for the base plate avoiding the high level of vibration, it was necessary to study the vibratory behaviour of the current model in order to know the causes of the high vibratory level. We thus performed experimental modal and harmonic analyses of the entire system and of some of its parts separately, in order to progressively build and update a reliable finite-element model.

After observing the mode shapes of the base plate, we came up with four possible new designs. The dynamic analysis tools for simulating finite element models have been reviewed to see which among them, is suitable to reproduce the multi frequency excitation produced by the electric motor. The finite-element model of each new design has undergone both a modal and a harmonic analysis. Some assumptions were made when simulating the multi-frequency excitation force produced by the electric motor on the finite-element model. Using the results of these simulations, we could classify the various models according to a specific criterion: the best conception was useful as the basis for the design of a final model, because we noticed that certain forms or certain details present on the other models contribute to reduce the amplitude of the vibrations.

The final model comprises a synthesis of the strong points of four previously designed models. The modal and harmonic analysis carried out on the finite-element model of the last design showed that a better vibratory behaviour is attained compared with the other ones and an improvement of 22 % comparing to the actual base plate.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce projet. Mes remerciements vont en premier lieu à mon directeur de recherche M. Marc Thomas pour son expérience dont il a su me faire bénéficier et pour ses remarques pertinentes pour mener à terme ce projet.

Je remercie tous les membres de ma famille pour leur soutien moral et leur confiance.

Je remercie aussi l'équipe de vibro-acoustique de l'ÉTS particulièrement Hamza Remache, Daniel Langlois et Asma Kotrane. Aussi Olivier Breton, Charles Bouchard et le technicien au département de génie mécanique Serge Plamondon ainsi que les professeurs Van Ngan Le et Henri Champliaud pour leur support en modélisation par éléments finis.

J'aimerais aussi remercier Luc Dorais, Nourredine Larbi et Mohamed Smail pour leur aide et conseils durant le projet.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	i
ABSTRACT	ii
TABLE DES MATIÈRES	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
LISTE DES FIGURES.....	ix
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES.....	xvi
INTRODUCTION	1
Problématique de recherche	1
Méthodologie	4
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	7
CHAPITRE 2 PRÉSENTATION DU SYSTÈME	16
2.1 Introduction	16
2.2 Présentation du système.....	16
2.2.1 L'embase	17
2.2.2 Le moteur électrique.....	19
2.3 Assemblage des différentes parties du système.....	20
CHAPITRE 3 ANALYSE MODALE DE L'EMBASE	21
3.1 Introduction	21
3.2 Analyse modale expérimentale de l'embase seule	21
3.2.1 Préparation des essais	21
3.2.2 Déroulement des essais.....	24
3.2.2.1 Mesure des fonctions de transfert.....	24
3.2.2.2 Extraction des fréquences propres et des amortissements.....	26
3.2.2.3 Tracé des modes propres [23].....	28
3.3 Analyse modale du modèle numérique par E.F. de l'embase	32
3.3.1 Limites et incertitudes d'un modèle éléments finis	33
3.3.2 Construction géométrique du modèle par éléments finis	34
3.3.2.1 Les embosses	36
3.3.2.2 La partie latérale de l'embase	37
3.3.3 Les conditions aux frontières.....	39

3.3.4	Les paramètres de la simulation	41
3.4	Présentation des résultats, comparaison	42
3.4.1	Les fréquences naturelles et les amortissements	42
3.4.2	Les déformées modales	43
3.5	Conclusion	50
CHAPITRE 4 ANALYSE HARMONIQUE ET MODALE DU MOTEUR ÉLECTRIQUE		51
4.1	Introduction	51
4.2	Conditions de mesures	52
4.3	L'analyse harmonique	54
4.4	L'analyse modale	57
4.5	Conclusion	61
CHAPITRE 5 ANALYSE MODALE DE L'ENSEMBLE EMBASE MOTEUR		62
5.1	Introduction	62
5.2	Étude expérimentale de l'ensemble embase moteur	63
5.2.1	Préparation des essais	63
5.2.2	Extraction des fréquences naturelles et des amortissements	63
5.2.3	Tracé des déformées modales	65
5.3	Modèle numérique de l'ensemble embase moteur	65
5.3.1	Le modèle numérique du moteur	65
5.3.2	Construction géométrique du modèle	66
5.3.3	Rattachement du modèle à l'embase	69
5.4	Présentation des résultats, comparaison	72
5.4.1	Les fréquences naturelles et les amortissements	72
5.4.2	Les déformées modales	74
5.5	Conclusion	80
CHAPITRE 6 ÉTUDE DU SYSTÈME COMPLET, PRÉSENTATION DES NOUVELLES CONCEPTIONS		81
6.1	Introduction	81
6.2	Analyse modale expérimentale du système complet	82
6.2.1	La prise de mesures	82
6.2.2	Extraction des fréquences naturelles et des amortissements	82
6.2.3	Tracé des déformées modales	84
6.3	Le modèle par éléments finis du système complet	85
6.3.1	Mode d'assemblage des différentes parties du système	85
6.3.2	Construction géométrique du modèle	85
6.3.2.1	Modélisation de l'effet du poids	86
6.3.2.2	Connexion des différentes parties utilisant des éléments de poutre	89
6.3.2.3	Modélisation sous forme de boîte	91
6.3.3	Couplage dynamique du support du moteur électrique au reste du système étudié	93

6.4	Présentation des résultats, comparaisons.....	94
6.4.1	Les fréquences naturelles et les amortissements	94
6.4.2	Les déformées modales	96
6.5	Les nouvelles conceptions proposées	100
6.5.1	Les points faibles de la conception actuelle	100
6.5.2	Présentation des nouvelles conceptions.....	101
6.5.2.1	La version longue	101
6.5.2.2	La version avec croisillons	102
6.5.2.3	La nouvelle version	103
6.5.2.4	La nouvelle version avec ponts de renforcement	104
6.6	Conclusion.....	105
CHAPITRE 7 CHOIX DE LA MÉTHODE D'ANALYSE HARMONIQUE DU SYSTÈME.....		107
7.1	Introduction	107
7.2	Choix de la méthode d'analyse dynamique.....	107
7.2.1	But escompté de l'analyse	107
7.2.2	Les méthodes disponibles pour le calcul de la réponse dynamique d'un système	108
7.2.2.1	L'analyse transitoire	109
7.2.2.2	L'analyse spectrale	110
7.2.2.3	L'analyse harmonique	111
7.3	La méthode employée.....	111
7.4	Détermination de la force dynamique d'excitation	112
7.4.1	Détermination de l'endroit d'amplitude maximale	113
7.4.2	Calcul de la réponse due à une force arbitraire constante	117
7.4.3	Le calcul de la force dynamique d'excitation.....	119
7.5	Conclusion.....	121
CHAPITRE 8 ÉTUDE DES DIFFÉRENTES CONCEPTIONS.....		123
8.1	Introduction	123
8.2	Le critère de comparaison.....	123
8.3	Étude des différentes conceptions	124
8.3.1	Étude de la version longue.....	125
8.3.2	Étude de la version à croisillons	129
8.3.3	Étude de la version sans ponts de raccordement	132
8.3.4	Étude de la version avec ponts de raccordement.....	135
8.3.5	Le modèle final	138
8.4	Classement des différentes version par ordre de mérite, les améliorations constatées	143
8.5	Conclusion.....	144
CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS		148

ANNEXES

1 : Programme Matlab pour l'extraction des fréquences et amortissements.....	150
2 : Programme Matlab pour le calcul des modes propres	154
3 : Programme pour la construction du modèle numérique de l'embase.....	161
4 : Les déformées modales de l'embase.....	182
5 : Les déformées modales de l'ensemble embase-moteur.....	188
6 : Les déformées modales du système complet.....	195
7 : Déformées modales des différentes conceptions évaluées.....	206
 BIBLIOGRAPHIE.....	226

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Les paramètres d'acquisition pour l'analyse modale de l'embase.....
Tableau II	Les paramètres de simulation pour l'analyse modale du modèle numérique de l'embase
Tableau III	Comparaison des résultats de la simulation avec les mesures, étude de l'embase.....
Tableau IV	Les paramètres d'acquisition pour l'analyse harmonique expérimentale du moteur électrique
Tableau V	Les paramètres d'acquisition pour l'analyse modale expérimentale du moteur électrique
Tableau VI	Fréquences naturelles du moteur électrique.....
Tableau VII	Valeurs de la masse et des moments d'inertie du moteur
Tableau VIII	Comparaison des résultats de la simulation avec les mesures, étude de l'ensemble embase-moteur
Tableau IX	Comparaison des résultats de la simulation avec les mesures pour l'étude du système complet
Tableau X	Les paramètres d'acquisition pour l'analyse harmonique expérimentale du système complet
Tableau XI	Les forces dynamiques équivalentes d'excitation.....
Tableau XII	Comparaison des résultats des analyses harmoniques

LISTE DES FIGURES

	Page	
Figure 1	Schématisation du système étudié.....	17
Figure 2	Photo de l'embase	19
Figure 3	Le moteur électrique et son support.....	20
Figure 4	Les emplacements des points de mesure sur l'embase	24
Figure 5	Auto spectre de la force au point d'impact choisi.....	25
Figure 6	La méthode de demi-puissance	26
Figure 7	Amplitude de la fonction de transfert mesurée au point 55	27
Figure 8	L'élément Shell 63	33
Figure 9	Le dessin de définition de l'embase	35
Figure 10	Détails représentant la modélisation d'une embosse	37
Figure 11	Détail représentant la modélisation de la prise d'air sur la partie latérale ..	38
Figure 12	Détails représentant la modélisation du trou rectangulaire sur la partie latérale de l'embase.....	38
Figure 13	Le modèle géométrique de l'embase.....	39
Figure 14	Modélisation de l'appui de l'embase	40
Figure 15	Les conditions aux frontières de l'embase	40
Figure 16	Le modèle de l'embase après application du maillage.....	41
Figure 17	Le premier mode expérimental de l'embase seule à 28,5 Hz	44
Figure 18	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 1 ^{er} mode à 32,2 Hz.....	44
Figure 19	Le second mode expérimental de l'embase seule à 60,4 Hz.....	45
Figure 20	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 2 ^{ème} mode à 57,34 Hz..	45
Figure 21	Le troisième mode expérimental de l'embase seule à 90,8 Hz	46
Figure 22	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 3 ^{ème} mode à 89,75 Hz..	46
Figure 23	Le cinquième expérimental de l'embase seule à 120,34 Hz	47
Figure 24	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 5 ^{ème} mode à 118,84 Hz	47

Figure 25	Le mode expérimental # 7 à 151,65 Hz	48
Figure 26	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 7 à 160,49 Hz.	48
Figure 27	Le mode expérimental # 10 à 211,25 Hz	49
Figure 28	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode #10 à 209,11 Hz	49
Figure 29	Natures et intervalles de recherche des défauts à basse fréquence sur un moteur électrique.....	52
Figure 30	Photo du moteur électrique sous test.....	53
Figure 31	Emplacements des points de mesure sur le moteur électrique.....	53
Figure 32	Amplitude de la vitesse mesurée dans la direction horizontale du coté de l'arbre d'entraînement	55
Figure 33	Amplitude de la fonction de transfert au point 1, direction verticale	59
Figure 34	Amplitude de la fonction de transfert au point 2, direction horizontale	59
Figure 35	Étude expérimentale de l'ensemble embase-moteur, amplitude de la fonction de transfert au point 64.....	64
Figure 36	Étude expérimentale de l'ensemble embase-moteur, amplitude de la fonction de transfert au point 35.....	64
Figure 37	Construction géométrique du modèle numérique du moteur.....	66
Figure 38	Un pendule composé.....	68
Figure 39	Mode d'assemblage du moteur électrique à l'embase	69
Figure 40	Encoche servant à relier le moteur électrique à l'embase	70
Figure 41	Support du moteur électrique rattaché à l'embase	71
Figure 42	Couplage dynamique entre l'embase et la plaque support du moteur électrique.....	72
Figure 43	Le premier mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 14,46 Hz.	75
Figure 44	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le premier mode à 15,98 Hz.....	75
Figure 45	Le second mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 31,12 Hz ..	76
Figure 46	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le second mode à 35,28 Hz	76
Figure 47	Le troisième mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 54,25 Hz.....	77

Figure 48	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le troisième mode à 58 Hz.....	77
Figure 49	Le cinquième mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 99, 53 Hz.....	78
Figure 50	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le cinquième mode à 95,13 Hz.....	78
Figure 51	Le mode expérimental # 8 de l'ensemble embase-moteur à 192,46 Hz	79
Figure 52	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le mode # 8 à 197,01 Hz	79
Figure 53	Étude expérimentale du système complet, amplitude de la fonction de transfert au point 6	83
Figure 54	Étude expérimentale du système complet, amplitude de la fonction de transfert au point 41	84
Figure 55	Modélisation du système complet prenant en compte l'effet du poids des autres parties.....	86
Figure 56	Modélisation de l'effet du poids, la déformée modale à 28,35 Hz	88
Figure 57	Modélisation de l'effet du poids, la déformée modale à 59,76 Hz	88
Figure 58	Connections utilisant des éléments poutre, un mode rigide dans l'intervalle de fréquence d'intérêt.....	90
Figure 59	Connections utilisant des éléments poutre, le comportement flexible des rebords	90
Figure 60	Connections utilisant des éléments poutre, une déformée de l'embase à haute fréquence (107 Hz)	91
Figure 61	Modélisation sous forme de boite, le modèle géométrique.....	92
Figure 62	Modélisation sous forme de boite, un détail de conception	93
Figure 63	Modélisation sous forme de boite, couplage dynamique pour modéliser le logement du ventilateur	94
Figure 64	Le troisième mode expérimental du système complet à 28,9 Hz.....	97
Figure 65	Analyse modale par éléments finis du système complet, le troisième mode à 32,63 Hz.....	97
Figure 66	Le cinquième mode expérimental du système complet à 53,59 Hz.....	98
Figure 67	Analyse modale par éléments finis du système complet, le cinquième mode à 59,87 Hz.....	98
Figure 68	Le mode expérimental # 11 du système complet à 208 Hz	99

Figure 69	Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 11 à 207,8 Hz.....	99
Figure 70	La version longue.....	102
Figure 71	La version à croisillons	103
Figure 72	La nouvelle version	104
Figure 73	La version avec ponts de renforcement.....	105
Figure 74	Emplacements des points de mesure pour l'analyse harmonique expérimentale	114
Figure 75	Le spectre de la réponse au point # 1	115
Figure 76	Emplacement du point d'amplitude maximale sur le troisième mode à 32 Hz.....	116
Figure 77	Emplacement du point d'amplitude maximale sur le cinquième mode à 59 Hz	117
Figure 78	La force dynamique appliquée sur le modèle numérique du système	118
Figure 79	Le spectre de la réponse due à l'excitation du modèle numérique avec une force arbitraire constante de 10 N	119
Figure 80	Spectre des forces dynamiques équivalentes	121
Figure 81	La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version longue	126
Figure 82	La déformée modale de la version longue à 30,21 Hz.....	127
Figure 83	La déformée modale de la version longue à 59,1 Hz.....	128
Figure 84	La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version à croisillons.....	129
Figure 85	La déformée modale de la version à croisillons à 30,65 Hz	130
Figure 86	La déformée modale de la version à croisillons à 60,25 Hz	131
Figure 87	La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version sans ponts de raccordement	132
Figure 88	La déformée modale de la version sans ponts de raccordement à 30,55 Hz	133
Figure 89	La déformée modale de la version sans ponts de raccordement à 59,88 Hz	134
Figure 90	La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version sans ponts de raccordement	135

Figure 91	La déformée modale de la version avec ponts de raccordement à 30,46 Hz	136
Figure 92	La déformée modale de la version avec ponts de raccordement à 59,87 Hz	137
Figure 93	La version finale.....	139
Figure 94	La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version finale	140
Figure 95	La déformée modale de la version finale à 30,54 Hz.....	141
Figure 96	La déformée modale de la version finale à 59,9 Hz.....	142
Figure 97	Le quatrième mode expérimental de l'embase à 102,5 Hz	184
Figure 98	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le quatrième mode à 110,21 Hz.....	184
Figure 99	Le mode expérimental # 6 de l'embase à 133,46 Hz	185
Figure 100	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 6 à 131,13 Hz.....	185
Figure 101	Le mode expérimental # 8 de l'embase à 169,87 Hz.....	186
Figure 102	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 8 à 189,39 Hz.....	186
Figure 103	Le mode expérimental # 9 de l'embase à 192,1 Hz.....	187
Figure 104	Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 9 à 194,18 Hz.....	187
Figure 105	Le quatrième mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 68 Hz.....	190
Figure 106	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le quatrième mode à 71,66 Hz	190
Figure 107	Le mode expérimental # 6 de l'ensemble embase-moteur à 130,84 Hz....	191
Figure 108	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 6 à 140,85 Hz	191
Figure 109	Le mode expérimental # 7 de l'ensemble embase-moteur à 148,31 Hz....	192
Figure 110	Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 7 à 146,66 Hz	192
Figure 111	Le mode expérimental # 9 de l'ensemble embase-moteur à 221,87 Hz....	193

Figure 112 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 9 à 228,97 Hz.....	193
Figure 113 Le mode expérimental # 10 de l'ensemble embase-moteur à 232,75 Hz.....	194
Figure 114 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 10 à 230,78 Hz.....	194
Figure 115 Le premier mode expérimental du système complet à 13 Hz.....	197
Figure 116 Analyse modale par éléments finis du système complet, le premier mode à 13,63 Hz	197
Figure 117 Le second mode expérimental du système complet à 24,14 Hz.....	198
Figure 118 Analyse modale par éléments finis du système complet, le second mode à 21 Hz	198
Figure 119 Le quatrième mode expérimental du système complet à 36,71 Hz	199
Figure 120 Analyse modale par éléments finis du système complet, le quatrième mode à 41,07 Hz.....	199
Figure 121 Le mode expérimental # 6 du système complet à 99 Hz	200
Figure 122 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 6 à 103 Hz.....	200
Figure 123 Le mode expérimental # 7 du système complet à 107,73 Hz	201
Figure 124 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 7 à 114,66 Hz.....	201
Figure 125 Le mode expérimental # 8 du système complet à 135 Hz	202
Figure 126 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 8 à 142,23 Hz.....	202
Figure 127 Le mode expérimental # 9 du système complet à 157,03 Hz	203
Figure 128 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 9 à 160,69 Hz.....	203
Figure 129 Le mode expérimental # 10 du système complet à 198 Hz	204
Figure 130 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 10 à 203,77 Hz.....	204
Figure 131 Le mode expérimental # 12 du système complet à 229 Hz	205
Figure 132 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 12 à 232,94 Hz.....	205

Figure 133 La déformée modale de la version longue à 88,26 Hz	207
Figure 134 La déformée modale de la version longue à 120,07 Hz	208
Figure 135 La déformée modale de la version longue à 150,27 Hz	209
Figure 136 La déformée modale de la version longue à 210,25 Hz	210
Figure 137 La déformée modale de la version à croisillons à 89,82 Hz.....	211
Figure 138 La déformée modale de la version à croisillons à 120,1 Hz.....	212
Figure 139 La déformée modale de la version à croisillons à 149,64 Hz.....	213
Figure 140 La déformée modale de la version à croisillons à 209,97 Hz.....	214
Figure 141 La déformée modale de la version sans raccordement à 89,68 Hz.....	215
Figure 142 La déformée modale de la version sans raccordement à 119,9 Hz.....	216
Figure 143 La déformée modale de la version sans raccordement à 149,94 Hz.....	217
Figure 144 La déformée modale de la version sans raccordement à 209,84 Hz.....	218
Figure 145 La déformée modale de la version avec raccordement à 88,88 Hz	219
Figure 146 La déformée modale de la version avec raccordement à 120,13 Hz	220
Figure 147 La déformée modale de la version avec raccordement à 149,94 Hz	221
Figure 148 La déformée modale de la version avec raccordement à 209,23 Hz	222
Figure 149 La déformée modale de la version finale à 88,97 Hz	223
Figure 150 La déformée modale de la version finale à 118,93 Hz	224
Figure 151 La déformée modale de la version finale à 149,9 Hz	224
Figure 152 La déformée modale de la version finale à 209,25 Hz	225

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

a _i	Éléments du vecteur u
A	Amplitude de la force due au déséquilibre dans du champ magnétique
AME	Analyse modale expérimentale
APDL	Langage de programmation sous le logiciel Ansys
B	Amplitude du flux dans un moteur électrique
C	Matrice amortissement, Ns/m
d	distance entre le centre de rotation et le centre de gravité du moteur électrique, m
ddl	degré de liberté
e(t)	Jeu entre le stator et le rotor
E	Module de Young, GPa
E _e	Amplitude du jeu entre le stator et le rotor, m
EF	Éléments finis (méthode des)
f ₁	Première fréquence correspondant à la demi puissance
f ₂	Deuxième fréquence correspondant à la demi puissance
f _r	fréquence de rotation d'un moteur électrique
f _d (t)	Force due au déséquilibre dans le champ magnétique.
F	Amplitude de la force d'excitation
F(t)	Force d'excitation extérieure en fonction du temps, N
F _i (t)	Flux dans un moteur électrique
F _r	Force d'excitation au point r
FRF	Fonction de réponse en fréquence
g	Accélération de la pesanteur, m/s ²
H(ω)	Fonction de transfert
Im	Partie imaginaire
I _{xx}	Moment d'inertie quadratique autour de l'axe x, m ⁴
I _{yy}	Moment d'inertie quadratique autour de l'axe y, m ⁴

J_G	Moment d'inertie par rapport au centre de gravité, Kg.m^2
J_O	Moment d'inertie par rapport au centre de rotation, Kg.m^2
K	Matrice raideur, N/m
m	Masse du moteur électrique, kg
M	Matrice masse de la partie 1 du support, kg
P	Matrice des vecteurs propres
RMS	Valeur efficace
S_m	Matrice de sensibilité
T	Période, s
u	Vecteur modal
u_s	Réponse au point s
S	Matrice modale
$x(f)$	Déplacement en fonction de la fréquence, m
$x(t)$	Déplacement en fonction du temps, m
$\dot{x}(t)$	Vitesse fonction du temps, m/s
$\ddot{x}(t)$	Accélération en fonction du temps, m/s^2
$\alpha(\omega)$	Matrice à coefficients complexes
δz	Variation des paramètres modaux
$\delta \theta$	Variation des paramètres du système
Λ_m	Matrice masse modale, Kg
Λ_k	Matrice raideur modale, N/m
Φ_i	Vecteur propre d'ordre i
λ_i	Valeur propre d'ordre i
θ	Angle de phase
θ_j	Paramètre du système d'ordre j
ω	Pulsation, rad/s
ζ	Coefficient d'amortissement associé au mode n

INTRODUCTION

Durant les dernières années, les méthodes de mesures vibratoires et de modélisation par éléments finis ont suscité beaucoup d'intérêt tant de la part des chercheurs que de la part des ingénieurs industriels. Les méthodes de mesures vibratoires offrent une large gamme d'utilisation dans plusieurs domaines comme la maintenance conditionnelle, la détection des défauts dus à la fatigue des structures ou bien la détection des défauts de conception des systèmes mécaniques opérant dans des milieux vibratoires.

Le but du présent projet de maîtrise est la reconception de l'embase d'un système mécanique fait à partir de tôles minces en acier de différentes épaisseurs et excité par un moteur électrique, afin de réduire les vibrations propagées par le moteur à la structure. L'objectif à atteindre est donc la réduction des vibrations présentes dans la structure actuelle qui sont la source de bruits indésirables.

Problématique de recherche

a. Problématique économique :

L'exigence principale à satisfaire pour la réalisation de ce projet est que, pour des raisons de rentabilité économiques, la solution à proposer ne devra pas générer des coûts de productions supplémentaires tout en respectant un délai de livraison bien défini.

Plusieurs possibilités sont offertes pour réduire le niveau vibratoire d'une structure flexible comme l'embase mais les contraintes économiques nous ont obligé à écarter plusieurs de ces possibilités.

Il était clair qu'une solution ne générant pas de coûts de production supplémentaires consiste à se limiter à modifier la forme géométrique de l'embase en vue d'améliorer son comportement vibratoire sans même pouvoir changer l'épaisseur de la tôle à partir de laquelle elle est produite. La solution acceptable d'un point de vue économique est le pliage de tôles minces.

D'autres solutions réputées être classiques dans le cas d'une structure excitée par un moteur électrique en rotation ont dues aussi être écartées, comme par exemple le changement du mode d'attache du moteur électrique à l'embase qui consiste à fixer le moteur électrique à l'embase en partie par une liaison pivot ou même ajouter des matériaux absorbant aux points d'attache actuels. Le rajout de matériaux viscoélastiques aux endroits de l'embase présentant des amplitudes de vibrations maximales est aussi impossible. Une autre solution consisterait à ajouter des traverses à l'embase pour la rigidifier, même cette solution a du être écartée. L'option de changer le moteur électrique par un de meilleure qualité a été aussi rejetée.

b. Problématique technique :

Il faut résoudre le problème posé en découvrant d'abord les failles de la conception actuelle i.e. les détails de conception de l'embase qui font qu'elle ait un niveau vibratoire élevé sous l'action de l'excitation produite par le moteur électrique. Le moteur électrique, qui est de piètre qualité pour des considérations économiques, génère simultanément plusieurs fréquences qui constituent un spectre d'excitation complexe.

La pièce à modifier qui est l'embase fait partie d'un système dont la construction du modèle numérique par éléments finis s'est avérée très difficile. Des techniques de mesures vibratoires associées à la construction de modèles numériques par éléments finis seront utilisées. Nous avons ainsi choisi de procéder par étapes en effectuant des mesures vibratoires sur certaines parties du système telles que l'embase et le moteur

électrique puis sur le système complet. Les résultats de ces mesures nous ont servi à recaler les modèles numériques par éléments finis de ces composantes puis celui du système complet.

Nous avons fini par avoir en notre possession un modèle numérique fiable du système actuel nous permettant d'observer le comportement dynamique de l'embase attachée au système auquel elle appartient. Les résultats des mesures et des simulations ont servi à dresser des repères quant aux solutions à proposer.

Plusieurs conceptions ont été étudiées. Le fait de devoir proposer plusieurs solutions différentes nous a obligé à avoir recours à la méthode de modélisation numérique par éléments finis car cette méthode est plus économique que de produire plusieurs prototypes et de les tester pour les comparer. Afin de comparer les conceptions proposées entre elles et au modèle actuel pour observer les améliorations éventuelles apportées par chacune d'entre elles, il fallait trouver un moyen pour quantifier le niveau vibratoire de chaque modèle en simulant leurs réponses à l'excitation multi fréquentielle produite par le moteur électrique.

À cet effet, nous avons passé en revue toutes les méthodes de calcul de la réponse dynamique disponibles dans le logiciel Ansys, nous voulions vérifier la capacité de chacune d'entre elles à évaluer, à générer puis à appliquer la forme d'excitation multi fréquentielle équivalente à celle produite par le moteur électrique. Nous nous sommes également intéressé au temps nécessaire que durera chaque simulation pour calculer la réponse de chacune des conceptions proposées.

Aucun logiciel d'éléments finis n'est capable d'appliquer simultanément des forces harmoniques à des fréquences d'excitation distinctes. Nous avons alors adapté les outils de base propres à l'analyse harmonique d'abord pour évaluer la force d'excitation multi fréquentielle qui n'est pas mesurable. Il y a juste son effet sous forme de réponse

vibratoire qui peut l'être. Nous avons donc combiné des mesures vibratoires avec des simulations du modèle numérique du système actuel pour trouver, sous certaines hypothèses, les forces dynamiques équivalentes d'excitation. Ainsi les réponses des modèles numériques des différentes conceptions ont été calculées. La comparaison des modèles proposés entre eux et avec le modèle actuel a été fait en se référant à un critère qui sera présenté dans le présent rapport.

Méthodologie

La première étape de l'étude a été d'étudier le comportement vibratoire du modèle actuel afin de dresser des constatations en vue d'en connaître les failles i.e. les causes du niveau vibratoire élevé et afin de ressortir une conception qui ne présente pas les mêmes défauts. Comme la solution à proposer ne devra pas générer des coûts de productions supplémentaires, nous allons donc uniquement jouer sur les formes de l'embase en vue de la rigidifier.

Le niveau de vibration élevé est probablement dû à la coïncidence de certaines des fréquences de résonance de l'embase avec les fréquences d'excitation harmoniques produite par le moteur électrique d'entraînement (30Hz et ses harmoniques).

L'étude du comportement vibratoire du modèle actuel comporte deux volets : le premier consiste à effectuer des mesures vibratoires : des analyses modale et harmonique sur l'ensemble monté ainsi que sur certaines de ses composantes telles que l'embase et le moteur électrique. Le fait d'effectuer des mesures sur certaines composantes séparément puis sur l'ensemble monté nous a permis d'aborder le second volet qui consiste à construire puis à recaler un modèle numérique par éléments finis du système actuel, tâche qui s'est avérée très difficile, il fallait donc procéder progressivement.

Un modèle par éléments finis de l'embase a donc été progressivement construit et recalé en comparant les résultats d'une analyse modale numérique à ceux de l'analyse modale expérimentale effectuée sur l'embase séparée du reste du système. Ainsi, nous avons pu comprendre son comportement vibratoire en observant les déformées modales aux fréquences naturelles proches de la fréquence de rotation du moteur et de ses harmoniques. Ceci nous a permis de déceler certains des points faibles de la conception actuelle et d'avoir une idée préliminaire des modifications à apporter.

Afin de comprendre l'incidence que possède le moteur électrique sur la forme de l'excitation transmise à l'embase, il a fallu étudier ses caractéristiques vibratoires et ce, en effectuant une analyse harmonique pour confirmer certaines de ses caractéristiques mécaniques et électriques et une analyse modale pour extraire ses fréquences naturelles.

Dans un deuxième temps, un modèle simplifié par éléments finis du moteur a été construit et ajouté à celui de l'embase. La comparaison des résultats de l'analyse modale du modèle numérique par éléments finis de l'ensemble embase-moteur avec ceux de l'analyse modale expérimentale effectuée sur l'embase à laquelle nous avons rattaché le moteur électrique, nous a permis d'ajuster le modèle par éléments finis du moteur pour s'assurer que son effet sur le reste du système soit bien modélisé.

La troisième étape de l'étude du modèle courant de l'embase consiste à construire un modèle par éléments finis du système complet incluant, en plus de l'embase et du moteur électrique, les panneaux latéraux et les parties avant et arrière (i.e. le reste du système). Le recalage de ce modèle s'est fait progressivement en comparant les résultats de l'analyse modale numérique à ceux de l'analyse modale expérimentale, exécutée sur l'embase assemblée au système auquel elle appartient. L'observation des déformées modales obtenues, notamment aux fréquences proches de la fréquence de rotation du moteur et de ses harmoniques nous a permis de tracer les constatations finales sur les modifications à apporter à l'embase.

Nous avons pu ainsi mettre en œuvre quatre conceptions possibles d'une nouvelle embase. Chacune d'elles comporte des détails géométriques différents pour pouvoir observer les éventuelles améliorations apportées par chaque version. Sur chacun des modèles par éléments finis de ces conceptions assemblées au reste du système, nous avons effectué des analyses modales pour observer les déformées modales aux fréquences d'intérêt (fréquence de rotation du moteur et ses harmoniques) ainsi qu'une analyse harmonique en vue d'en connaître la meilleure. Le critère de sélection a été basé sur la comparaison des niveaux efficaces de vibration des différentes conceptions lorsque ces dernières sont excitées naturellement par le moteur.

À partir de ces simulations, nous avons pu classer les différents modèles par "ordre de mérite" selon un critère défini à partir du niveau efficace de vibration. La meilleure conception a servi comme base pour la création d'un modèle final, car nous avons remarqué que certaines formes ou certains détails présents sur les autres modèles, contribuent à réduire l'amplitude des vibrations.

Le modèle final comporte donc une synthèse des points forts des quatre modèles précédemment conçus. Des analyses modale et harmoniques par éléments finis ont été réalisées sur cette dernière conception. La conception retenue a présenté un meilleur comportement vibratoire comparé aux autres conceptions.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Beaucoup de travaux et d'études de cas traitant de la combinaison des mesures vibratoires, notamment de l'AME, avec la méthode des éléments finis en vue d'évaluer les caractéristiques vibratoires des systèmes mécaniques ont été menés durant ces dernières années.

Cette recherche bibliographique s'articule sur deux axes : le premier traite de la pratique de la combinaison des mesures vibratoires à la modélisation numérique des structures et touchant différents aspects comme :

- Les difficultés rencontrées lors de l'application des deux techniques;
- Les difficultés posées pour la construction des modèles numériques et le recalage de leurs résultats par rapport aux mesures physiques;
- Les méthodes mathématiques proposées par plusieurs chercheurs pour aider au recalage des modèles numériques.

Le second axe est purement pratique, il traite la résolution de cas réels proposés par l'industrie.

La méthode des éléments finis est une technique numérique pouvant être utilisée pour approximer le comportement dynamique d'un système mécanique. Cette méthode offre une description plus détaillée du système étudié comparée à celle offerte par un modèle expérimental [1]. Elle est donc plus efficace et moins coûteuse lorsque combinée avec les résultats des mesures vibratoires pour les études de modification. Elle est aussi utilisée pour prédire le comportement vibratoire d'un système donné durant la phase de conception pour s'assurer qu'il n'opère pas proche de ses fréquences de résonance.

Les modèles numériques présentent cependant beaucoup d'incertitudes dans leur construction et dans les résultats de leurs simulations. Mottershead [2] a cité trois causes d'inexactitude des modèles numériques dont des erreurs structurales pouvant être liées à un certain comportement non linéaire de la structure étudiée, le choix de paramètres erronés lors de la construction du modèle comme des conditions aux limites inappropriées ou des hypothèses posées en vue de simplifier la construction du modèle. Lors de la construction d'un modèle numérique par éléments finis, il est habituel que des hypothèses simplificatrices soient posées. Il se peut aussi que certains détails nécessitent un maillage très fin pour assurer une représentation géométrique exacte de la structure [2]. Il y a aussi le fait que les conditions aux limites et les connections entre les différentes parties du système ne sont pas évidentes à comprendre. Dans de telles situations, c'est à l'analyste de tester la sensibilité des résultats des simulations aux changements dans ces paramètres et il doit se référer à son jugement pour adopter un modèle numérique qui peut donner des résultats acceptables. Ewins et Imregun [3] ont présenté une étude très intéressante dans laquelle ils ont comparé le travail effectué par 12 équipes travaillant indépendamment les unes des autres utilisant 6 différents outils de modélisation par éléments finis. Les résultats des simulations étaient très différents les uns des autres et aussi différents des résultats des mesures physiques. Ewins a cependant rappelé que les erreurs ne sont pas uniquement associées à la modélisation mais sont induites aussi par les mesures physiques.

Berman [4], [5] et [6] a souligné les problèmes liés à l'imprécision des mesures et à l'inexactitude des modèles numériques. Selon lui, malgré que le modèle numérique soit une discrétisation basée sur les propriétés physique et géométrique significatives de la structure étudiée, la discrétisation produit un modèle numérique dont les fréquences naturelles sont surestimées. La géométrie de l'élément utilisé pour le maillage contrôle directement la distribution de masse et de raideur dans le modèle et pour cette raison, il a conclu qu'un modèle numérique peut être ajusté pour qu'il soit représentatif du système étudié mais ne peut être unique.

Mottershead [7] s'est intéressé au problèmes lié à la discréétisation des modèles numériques. Il a conclu que les valeurs propres (les fréquences naturelles) d'ordre inférieur convergent i.e. se rapprochent des résultats des mesures mieux que les valeurs propres d'ordres plus élevés. Pour le recalage des modèles numériques, il est important que toutes les fréquences naturelles convergent dans l'intervalle de fréquence d'intérêt. Le même auteur a considéré que, pour des modèles numériques simplifiés (donc moins coûteux en ressources et en temps de calcul), il est suffisant que le premier tiers des fréquences naturelles convergent. Cependant cette condition est difficile à assurer avec des modèles simplifiés lorsque les systèmes étudiés sont complexes, alors un modèle plus raffiné (contenant plus d'éléments) est nécessaire.

Dans un autre travail, Mottershead [8] a introduit une matrice de sensibilité pour ajuster les résultats des mesures (pour tenir compte, d'une façon statistique, des erreurs successives d'être introduites par les mesures). Les résultats ajustés ont été ensuite utilisés pour recaler un modèle numérique afin que ses résultats soient le moins possible affectés par la façon de discréétisation.

L'objet des méthodes mathématiques, basées sur des fonctions de pondération appliquées aux résultats des mesures puis à la comparaison de ces derniers aux résultats des simulations du modèle numérique, est de maximiser la corrélation entre les résultats des mesures et des simulations. Ces méthodes permettent un très grand choix de paramètres (utilisés dans la construction du modèle numérique) à recaler. Elles sont le plus souvent basées sur le développement en série de Taylor dans laquelle la différence entre les résultats des mesures et ceux issus des modèles numériques est exprimée en fonction des paramètres à ajuster. Cette série produit l'approximation suivante [2] :

$$\delta z = S_m \delta \theta \quad (1.1)$$

Où δz exprime la perturbation entre les paramètres modaux et $\delta \theta$ exprime la perturbation dans les paramètres du système.

La matrice de sensibilité S_m contient la première dérivée des déformées modales et des fréquences naturelles par rapport aux paramètres. Le calcul de ces dérivées est très compliqué, plusieurs méthodes ont été proposées comme celle de Fox et Kapoor [9] qui donne une relation entre les dérivées de la valeur propre et du vecteur propre d'ordre i : λ_i et Φ_i en fonction du paramètre d'ordre j , θ_j :

$$\left(\frac{\partial K}{\partial \theta_j} - \lambda_i \frac{\partial M}{\partial \theta_j} \right) \Phi_j - \frac{\partial \lambda_i}{\partial \theta_j} M \Phi_i + (K - \lambda_i M) \frac{\partial \Phi_j}{\partial \theta_j} = 0 \quad (1.2)$$

Où M et K désignent les matrices masse et raideur respectivement. Quelques simplifications de cette équation permettent d'avoir la relation suivante :

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial \theta_j} = \Phi_i^T \left(\frac{\partial K}{\partial \theta_j} - \lambda_i \frac{\partial M}{\partial \theta_j} \right) \Phi_i \quad (1.3)$$

Cette expression est facile à calculer et nécessite juste de connaître la valeur propre et le vecteur propre d'ordre i . Cependant, les dérivées des vecteurs propres sont beaucoup plus difficiles à calculer. Nelson [10] a proposé un algorithme pour le calcul de la dérivée des vecteurs propres, basé sur le choix d'un estimé d'une valeur initiale du vecteur de la dérivée et la détermination du reste des valeurs par itération. Lim [11] a présenté une approximation basée sur l'utilisation seulement des vecteurs propres correspondant aux fréquences d'ordres inférieurs. D'autres méthodes itératives ont été également proposées par Ojalvo [12], Sutter [13] et Tan [14].

Un problème très important relatif aux méthodes de corrélation (Wang [15] et Hong [16]) est posé lorsqu'il s'agit de comparer les déformées modales obtenues par mesures

avec les résultats des simulations d'un modèle numérique. Un modèle numérique contient beaucoup de points (nœuds) par rapport aux points utilisés pour prendre des mesures. Les deux auteurs ont proposé la réduction des modes calculés ou l'expansion des modes mesurés.

E. Dascotte [17] a souligné l'intérêt du recalage des modèles numériques par rapport aux résultats des analyses modales expérimentales pour que ces derniers puissent correspondre au mieux aux résultats obtenus sur les modèles expérimentaux. Il a proposé un outil informatique pour minimiser les écarts entre les résultats des simulations numériques et ceux des mesures. La méthode qu'intègre cet outil se base sur le calcul de l'erreur entre les résultats mesurés et ceux obtenus par simulation telle que proposée par [2]. Le logiciel proposé par Dascotte [17] intègre un outil de gestion qui permet d'établir les nœuds du modèle numérique en fonction des points de disposition des capteurs. Cette méthode a été appliquée pour l'étude d'un support de disque dur excité par la rotation du lecteur. Elle a permis de créer et recaler un modèle numérique réduit (qui contient un nombre réduit de nœuds) mais fiable. Le point faible de cet outil est qu'il permet d'avoir de bons résultats uniquement pour les systèmes à géométrie simple.

Mottershead [2] a conclu que malgré les quelques méthodes mathématiques intéressantes proposées pour ajuster les modèles dynamiques, elle restent cependant pénalisantes en termes du nombre de nœuds à créer sur le modèle numérique. La méthode utilisée en industrie pour le recalage des modèles numériques reste la méthode de l'ajustement successif par essai erreur.

Des chercheurs ont utilisé les techniques de mesures vibratoires combinées à la méthode des éléments finis pour l'étude de cas proposés par l'industrie. Robert J. Sayer [1] a présenté l'étude d'un système de conduites présentant des amplitudes de vibration très élevées ayant causé sa rupture par fatigue lorsqu'il est excité par le compresseur chargé de refouler le liquide à l'intérieur des conduites. Ce système a été analysé en utilisant

une combinaison des techniques expérimentale et numérique (par éléments finis). Quoique l'AME exécutée sur un modèle expérimental était suffisante pour extraire les paramètres modaux du système (fréquences naturelles et déformées modales), elle n'a pas permis d'estimer les effets des modifications proposées sur la dynamique du système. Elle n'a pas permis non plus d'évaluer la raideur des poutres utilisées comme appuis au système de conduites. Un modèle numérique par éléments finis était donc indispensable pour évaluer les raideurs des supports ainsi que l'impact des modifications proposées sur le comportement vibratoire du système de conduites.

Un deuxième cas de modification des caractéristiques vibratoires relatif à une machine de bobinage de câble a été présenté par le même auteur. La ligne de production que sert la machine de bobinage opère à une vitesse constante. La vitesse de rotation du bobineur varie durant le processus de bobinage car le diamètre de l'enroulement change constamment. Plusieurs résonances sont excitées durant ce processus lorsque la fréquence de la force dynamique produite par la partie tournante du bobineur coïncide avec les fréquences naturelles de l'ensemble. Les résultats de l'AME ont servi à découvrir les fréquences naturelles du système et à recaler un modèle numérique par éléments finis qui a servi de base pour étudier l'impact des différentes modifications proposées. Malgré que dans ce cas le système soit excité par une force dynamique balayant un certain intervalle de fréquence, l'auteur n'a pas eu recours à une quelconque simulation de la réponse dynamique du modèle éléments finis établi pour calculer la réponse du système une fois modifié.

Alavi et Saiedfar [18] ont utilisé une combinaison de mesures expérimentales à la modélisation par éléments finis pour effectuer la modification des caractéristiques dynamiques de deux systèmes mécaniques utilisés dans des centrales électriques. Le premier cas d'étude concerne une pompe centrifuge d'extraction de condensat dans une centrale nucléaire. Cette pompe entraînée par un moteur électrique qui tourne à 29,2 Hz présente un niveau vibratoire élevé. Une analyse harmonique expérimentale a révélé une amplitude très élevée de la réponse à 150 Hz. Une analyse modale expérimentale a

révélé une fréquence naturelle de la structure égale à 40 Hz qui est le double de la fréquence de rotation de la pompe. Le calcul de la vitesse critique de l'arbre a révélé que cette dernière est égale à 150 Hz. Un modèle numérique par éléments finis a été construit et recalé par rapport aux résultats de l'analyse modale expérimentale, une masse concentrée a été connectée au modèle par l'intermédiaire de deux poutres rigides pour représenter le moteur électrique. Un nouveau modèle numérique contenant les modifications retenues est construit. Puisque la réduction de l'amplitude de la réponse est une mesure directe de l'efficacité de la solution proposée lorsque le modèle subit une analyse harmonique, l'auteur n'a appliqué qu'une excitation à 30 Hz malgré que le moteur électrique transmette en réalité une excitation multi fréquentielle au système. L'amplitude de la force dynamique équivalente appliquée au centre de gravité du moteur a été évaluée en comparant l'amplitude du déplacement mesuré à celle calculée dans le modèle numérique, du à une force arbitraire. À la fin, le système a du subir un test de qualification contre les tremblements de terre. Une analyse spectrale a été exécutée ayant comme excitation appliquée aux points d'attache du système, les déplacements horizontal et vertical mesurés au sol.

Le deuxième cas d'étude concerne un système d'alimentation en air d'une chambre de combustion d'une génératrice de courant électrique. Ce système qui transmet une excitation harmonique au support de la structure est composé essentiellement d'un moteur électrique muni d'un ventilateur. Le support est fait à partir de poutres en acier assemblées par soudage. Une analyse harmonique expérimentale a révélé une amplitude de vibration très élevée à la fréquence de rotation du ventilateur. Une analyse modale expérimentale effectuée sur le support de la structure a révélé une fréquence naturelle très proche de la fréquence de rotation du ventilateur du système d'alimentation. Un modèle numérique par éléments finis contenant une description du système d'alimentation et de son support a été construit et recalé. Pour réduire le niveau vibratoire élevé, deux différentes solutions ont été proposées : la première consiste à ajouter des poutres pour renforcer le support. Un modèle numérique contenant cette

solution a été construit et simulé par analyse modale. Les résultats de celle-ci ont révélé que la fréquence naturelle causant le niveau vibratoire élevé a été augmentée de 10 %. La deuxième solution consiste à ajouter des isolateurs aux points d'attache du système d'alimentation au support. Le modèle numérique contenant cette solution a été construit. Sa simulation par analyse modale a révélé que la fréquence causant le niveau vibratoire élevé a été augmentée de 17 %. Chacun des modèles numériques représentant les deux solutions a été simulé par analyse harmonique. Une force d'une amplitude arbitraire appliquée à la fréquence de rotation du ventilateur a été utilisée pour calculer la réponse du système. La comparaison des résultats des deux modèles a montré que l'utilisation des isolateurs procure le meilleur comportement vibratoire à la structure. La solution finale adoptée sur site consistait à installer le système d'alimentation sur des isolateurs.

Eckert et al [19] avaient à étudier la possibilité, pour une machine à papier qui fonctionne à 1350 mètres par minute (mpm), d'opérer avec une plus grande vitesse allant jusqu'à 1600 mpm. On est ici dans un cas différent des cas classiques dans lesquels des modifications sont proposées pour améliorer le comportement vibratoire d'une structure donnée. Les auteurs avaient à investiguer les caractéristiques vibratoires de la machine (les fréquences naturelles et les déformées modales) pour voir quelle est la possibilité d'augmenter la vitesse sans exciter les fréquences de résonance et quelles sont les améliorations à apporter à la structure au cas où des fréquences de résonance sont excitées.

La machine à papier est composée de plusieurs rouleaux reposant sur des structures en poutre. Une analyse harmonique expérimentale incluant un balayage de la gamme de fréquence permettant de faire varier la vitesse de la machine entre 1350 et 1600 mpm a révélé des amplitudes de vibration élevées sur certaines composantes. Un modèle numérique par éléments finis a été construit et corrélé par rapport aux résultats d'une analyse modale expérimentale. Ce modèle a révélé que les amplitudes de vibration maximale sont dues à des fréquences naturelles représentant des modes de vibration horizontale. Ces fréquences naturelles sont très proches des fréquences de rotation de

certains rouleaux. Pour ces modes, les rouleaux présentent des modes de vibration rigides où leurs deux extrémités se déplacent en phase l'une par rapport à l'autre. Le défaut (la fréquence de résonance) est sûrement situé au niveau du support ou bien au niveau du système de tirage du papier. Une solution proposée consiste à rigidifier les supports des rouleaux ayant présentés de fortes amplitudes de vibration et de réduire les jeux fonctionnels dans le système de tirage du papier.

CHAPITRE 2

PRÉSENTATION DU SYSTÈME

2.1 Introduction

Avant de commencer à exposer le travail effectué, il convient d'abord de présenter le système étudié. Nous allons donc donner une description de la géométrie et du matériau de construction de chacune de ses parties. Connaître la géométrie du système est nécessaire pour comprendre la création du modèle numérique par éléments finis proposé par la suite pour décrire sa dynamique.

2.2 Présentation du système

Le système étudié est une structure métallique construite à partir de tôles d'acier embouties assemblées par vis. Elle est constituée d'une embase servant de support pour un moteur électrique d'entraînement et sur laquelle sont assemblées les autres parties du système : les deux parties latérales, la partie avant et la partie arrière. La figure 1 montre une schématisation du système étudié.

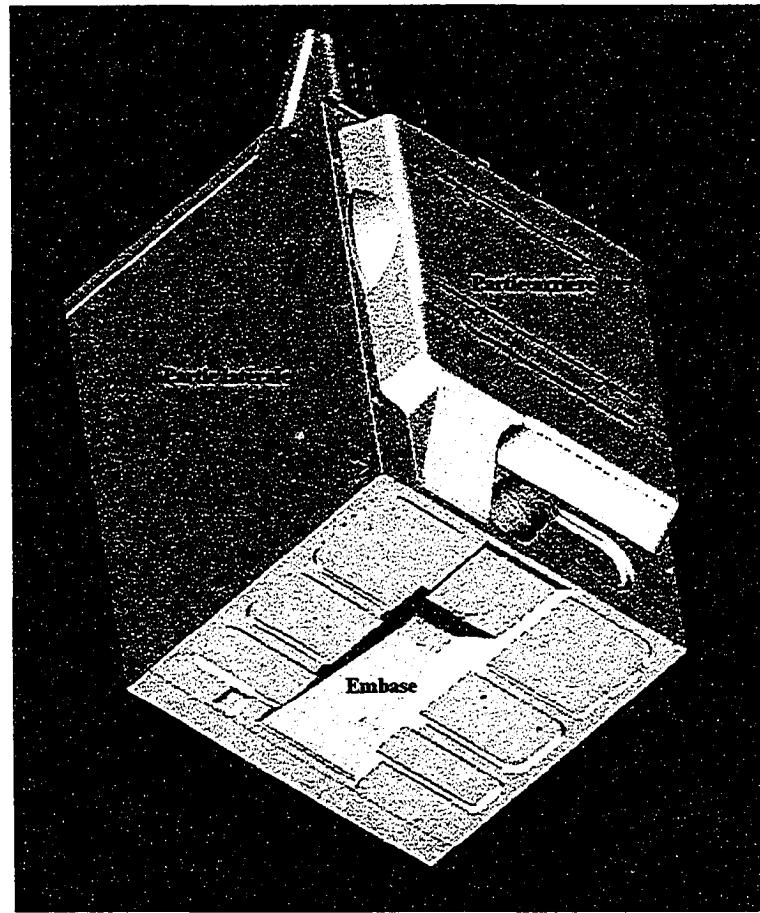


Figure 1 Schématisation du système étudié

Dans ce qui suit nous allons donner des descriptions détaillées de toutes les parties constituant le système :

2.2.1 L'embase

C'est la partie maîtresse du système. Elle est faite à partir d'une tôle d'acier de 0.71 mm d'épaisseur façonnée en angle droit. L'embase actuelle est caractérisée par des embosses de grandes dimensions ayant des formes carrées au nombre de trois sur chaque coté,

d'une grande surface oblique partant de l'avant au deux tiers de l'embase et se terminant par deux embosses horizontales en cascade. La surface oblique est connectée aux autres surfaces (horizontales, au nombre de trois sur chaque côté) par deux surfaces obliques latérales. Les formes rectangulaires planes servent à rigidifier l'embase, certaines d'entre elles servent en plus comme assise pour le moteur électrique d'entraînement. On trouve également à chaque coin de cette partie un trou circulaire destiné à recevoir une des pattes sur lesquelles repose le système.

Sur la partie latérale de l'embase, est emboutie une forme spéciale sur laquelle vient s'emboîter une pièce en plastique servant de logement pour un ventilateur (entraîné par le moteur électrique) et comportant une partie du système d'échappement de l'air que reçoit le ventilateur à partir d'un grand trou circulaire appliqué au côté droit de la partie latérale de l'embase. L'embase comporte également des rebords de 10 mm sur son contour sur lesquels sont appliqués des trous destinés à recevoir les vis d'assemblage des parties latérales ainsi que des parties avant et arrière. La figure 2 présente une photo de l'embase comportant les indications des différentes parties ainsi que ses principales cotations.

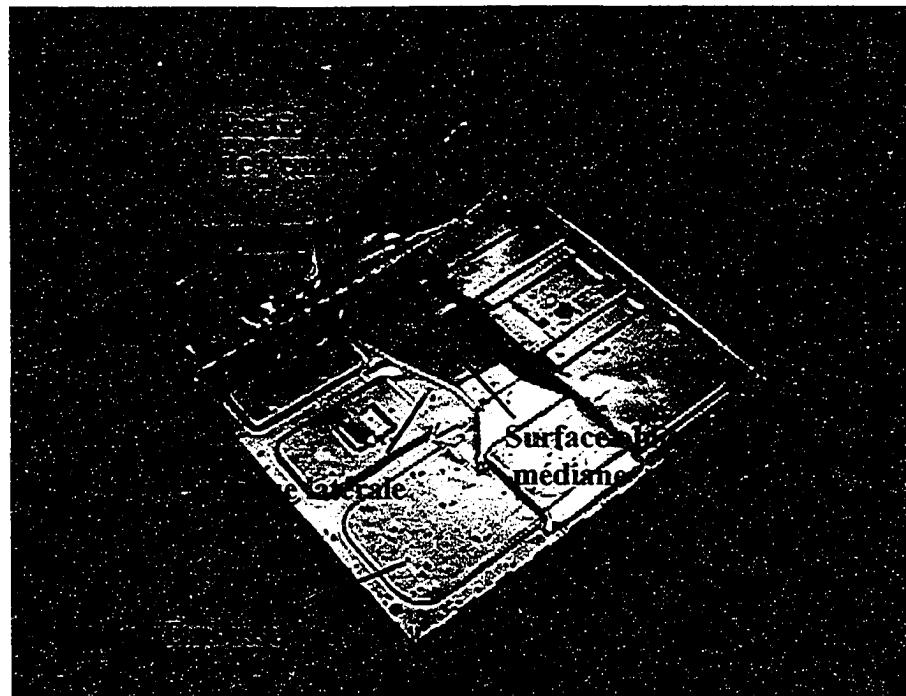


Figure 2 Photo de l'embase

2.2.2 Le moteur électrique

Le moteur électrique dont le système est équipé est un moteur asynchrone à courant alternatif avec 0.25 HP de puissance et une fréquence de rotation de 30 Hz. Il est d'une construction très simple, formé de deux plaques parallèles en acier de formes carrées assemblées entre elles à l'opposé par quatre tiges reliant les coins afin de servir de logement pour le bobinage. Un trou circulaire est appliqué sur chaque plaque pour laisser le passage à l'arbre d'entraînement du moteur.

Le support du moteur est formé par deux plaques en acier en forme de L de 1.2 mm d'épaisseur. Sur chacune de ces plaques, il y a un trou circulaire servant à recevoir un des paliers du moteur électrique. Ces plaques sont assemblées entre elles pour former le support en forme de U. Le moteur viendra s'appuyer par ses deux paliers sur les deux

plaques du support. La figure 3 montre une photo du moteur électrique et de son support :

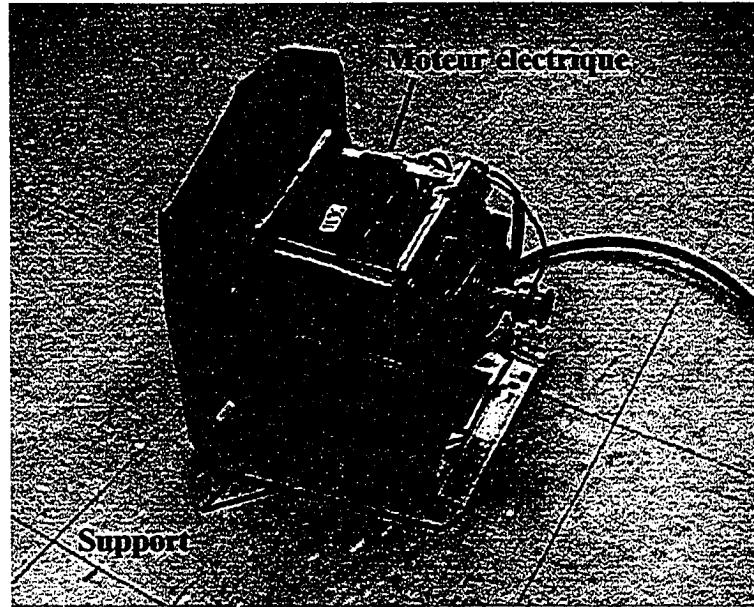


Figure 3 Le moteur électrique et son support

2.3 Assemblage des différentes parties du système

Le mode d'assemblage des différentes parties du système sera décrit dans le chapitre 6 afin de permettre de mieux expliquer la construction du modèle numérique par éléments finis du système étudié. L'assemblage du moteur électrique à l'embase sera décrit au chapitre 5 pour accompagner l'explication de la création du couplage du modèle numérique du moteur électrique à celui de l'embase.

CHAPITRE 3

ANALYSE MODALE DE L'EMBASE

3.1 Introduction

La première étape dans ce projet est la réalisation d'une analyse modale de l'embase seule. Le fait de commencer à étudier l'embase séparément du reste du système s'est avéré d'un grand intérêt car l'embase est la pièce à modifier qui nécessite donc un soin particulier. L'analyse modale a été effectuée expérimentalement et par éléments finis en vue de recalier le modèle numérique.

3.2 Analyse modale expérimentale de l'embase seule

3.2.1 Préparation des essais

Pour effectuer cette analyse, nous avons dissocié l'embase du reste du système en démontant les quatre cotés (les deux panneaux latéraux et les parties avant et arrière), le moteur électrique et le logement du ventilateur. Nous avons tout de même gardé les quatre pieds qui ont servi de supports. Les mesures ont été prises sur la partie horizontale de l'embase montrée la figure 2.

L'analyse modale expérimentale que nous avons réalisée revient à relever, à l'aide d'un accéléromètre, la réponse vibratoire transitoire due à une excitation du type impact appliquée au moyen d'un marteau équipé d'un capteur de force. Pour cela, l'acquisition des données a été faite en utilisant deux canaux de la carte d'acquisition Zonic et d'un PC équipé du logiciel Medallion FAS6.21. Pour la prise des mesures, nous avons utilisé les capteurs suivants :

- a. Un accéléromètre de **PCB PIEZOTRONICS™**, avec une sensibilité de **101.5 mV/g**, sa plage de fréquence va de **0.5 à 10000 Hz**;
- b. Un marteau d'impact de **PCB PIEZOTRONICS™**, sa sensibilité est de l'ordre de **12.1 mV/N**. (en tenant compte du type de l'embout, en plastique pour notre cas et de la masse additionnelle);
- c. Deux conditionneurs de signaux.

Nous avons effectué les mesures sur la partie horizontale de l'embase dans une plage de fréquence allant de 0 à 500 Hz. Cet intervalle de fréquence nous a permis de comprendre le comportement vibratoire de l'embase dans la plage de fréquence contenant la fréquence de rotation du moteur et ses six premières harmoniques (jusqu'à 210 Hz). Le tableau suivant récapitule les paramètres utilisés pour l'acquisition.

Tableau I

Les paramètres d'acquisition pour l'analyse modale de l'embase

Plage de fréquence d'analyse	500 Hz
Nombre de points	2048 points
Précision en fréquence	0,625 Hz
Canal du déclenchement	Canal de force
Délai	-5 %

Tableau I (suite)

Niveau du déclenchement.	5 % du voltage maximal
Pente	Positive
Fenêtre de la force	Rectangulaire
Fenêtre de la réponse	Exponentielle
Nombre de moyennes	5 moyennes sur chaque point de mesure

Nous avons commencé par discréterisé la partie horizontale de l'embase en 64 éléments égaux pour sélectionner 77 nœuds comme points de mesures de l'accélération, ce qui nous a permis d'avoir assez de données pour tracer des déformées modales expérimentales précises. La figure 4 montre les emplacements des différents points de mesure, nous avons évité de numérotter tous les points pour ne pas encombrer le dessin.

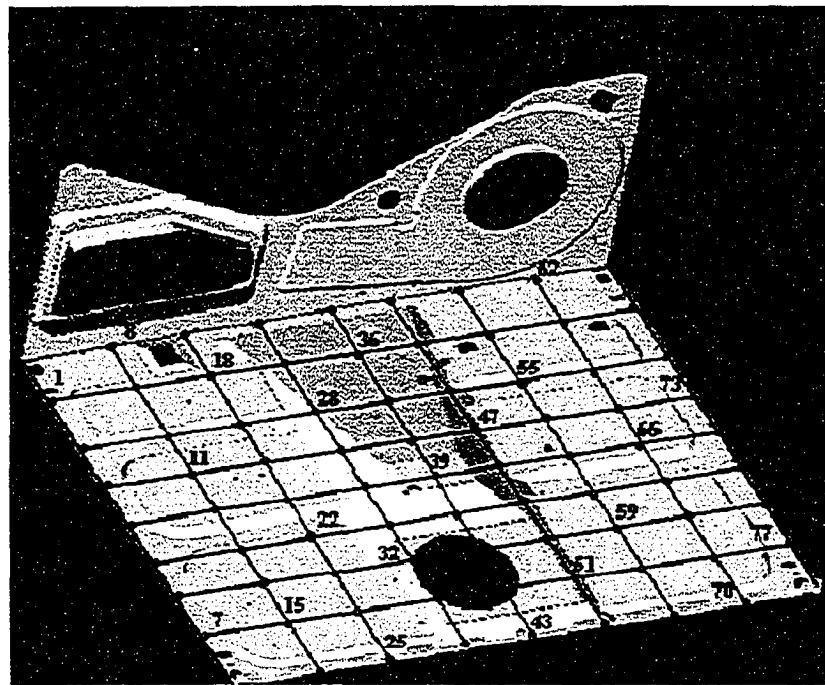


Figure 4 Les emplacements des points de mesure sur l'embase

On peut facilement remarquer que les points de mesure quadrillent la totalité de la surface horizontale de l'embase. Cependant, nous n'avons pas pris de mesures sur les quatre coins car ces points servent comme appuis et doivent, en conséquence, avoir une amplitude de vibration négligeable.

3.2.2 Déroulement des essais

3.2.2.1 Mesure des fonctions de transfert

La mesure des fonctions de transfert, qui sont définies comme étant le rapport de l'accélération sur la force, dans le domaine fréquentiel, nous permet d'extraire les fréquences propres, les amortissements correspondants ainsi que les déformées modales.

Avant de commencer la prise de mesure, il faut choisir un ‘point d’impact’ qui nous permet d’exciter la plage de fréquence d’intérêt, le critère de sélection de ce point est basé sur l’observation de l’auto spectre de la force : il faut que la fréquence de coupure qui correspond à l’amplitude maximale de la force à -10 dB soit supérieure ou égales à la fréquence maximale que nous voulons observer [23]. La figure 5 montre l’auto spectre du point d’impact choisi. On constate que les mesures seront valides de 0 à 250 Hz.

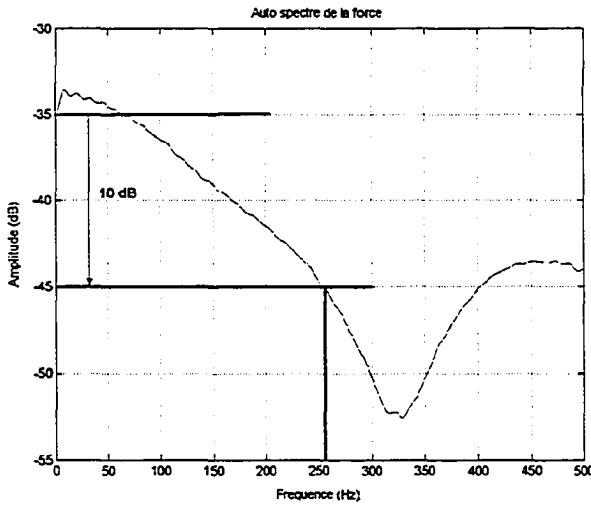


Figure 5 Auto spectre de la force au point d’impact choisi

Nous pouvons ensuite commencer les essais en répétant sur chaque point de l’embase, un nombre de mesures correspondant au nombre de moyennes prédéfini pour enregistrer la force d’excitation et la réponse en accélération. Le logiciel Medallion se charge ensuite de normaliser l’accélération à chaque point de mesure, ce qui revient à calculer le rapport de la réponse sur la force.

Après avoir terminé de prendre les mesures, nous obtenons 77 fonctions de transferts différentes que nous allons utiliser pour extraire les fréquences naturelles, les amortissements et les modes propres de l’embase.

3.2.2.2 Extraction des fréquences propres et des amortissements

Pour identifier les fréquences naturelles de l'embase, nous avons affiché les fonctions de transfert sous la forme d'une partie réelle et d'une partie imaginaire. Ensuite nous avons pris le soin à les observer toutes. Parfois nous avons eu aussi recours à la représentation amplitude-phase pour confirmer certaines constatations. Pour calculer les amortissements, nous avons utilisé la méthode de la demi puissance comme le montre la figure 6.

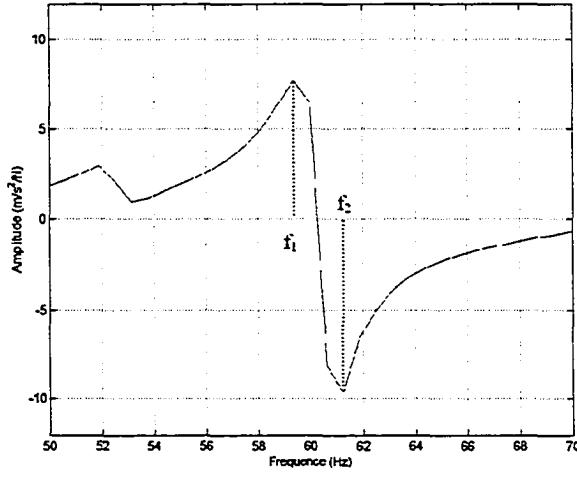


Figure 6 La méthode de demi-puissance

Cette méthode stipule que pour calculer l'amortissement ζ correspondant à un mode donné, il faut disposer des deux fréquences à la demi-puissance f_1 et f_2 (qui correspondent aux deux pics situés de part et d'autre de la résonance sur la partie réelle de la fonction de transfert) ainsi que de la valeur de la fréquence naturelle f_n . Le coefficient d'amortissement ζ se calcul en utilisant la formule suivante [23].

$$\zeta = \frac{f_2 - f_1}{2 * f_n} \quad (3.1)$$

Pour calculer les fréquences naturelles et les amortissements, nous avons édité le programme `Calcul_freqs.m` sous Matlab (voir annexe 1). Ce programme calcule les fréquences propres et amortissements comme étant les moyennes de valeurs extraites sur plusieurs points de mesure (au nombre de 20) pour plus de précision. La figure 7 montre l'amplitude de l'une des fonctions de transfert dont nous nous sommes servis pour extraire les fréquences naturelles et les amortissements. Ces valeurs vont être récapitulées plus loin dans le tableau III et comparées à celles obtenues par simulation numérique du modèle numérique par éléments finis de l'embase.

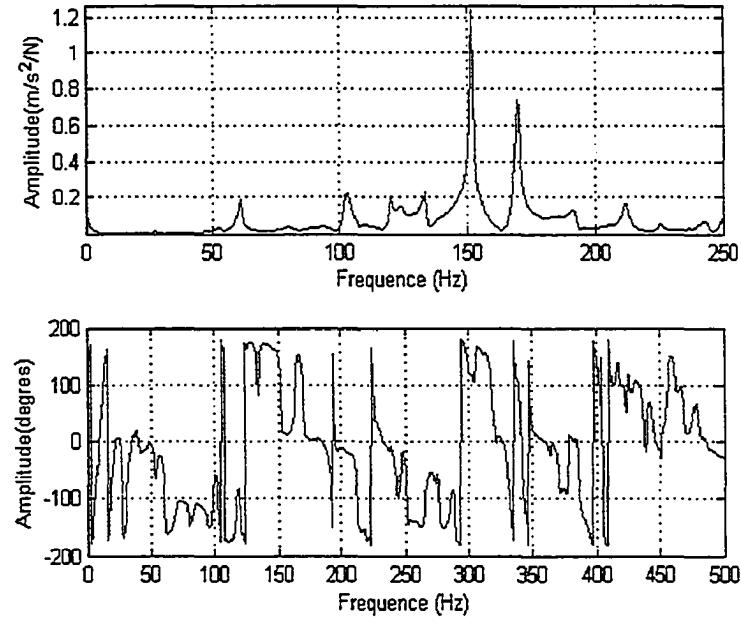


Figure 7 Amplitude de la fonction de transfert mesurée au point 55

Nous pouvons remarquer, d'après ces résultats, que certaines des fréquences naturelles de l'embase sont égales, sinon très proches de la fréquence de rotation du moteur et de ses harmoniques.

3.2.2.3 Tracé des modes propres [23]

La détermination des déformées modales est effectuée à partir de la mesure des fonctions de transfert prises en un nombre de points de la structure étudiée supérieur au nombre des modes à extraire. Avant de présenter la méthode d'extraction, le concept de la matrice de transfert est présenté. Considérons l'équation de la réponse d'un système à N degrés de liberté à une excitation harmonique :

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = f e^{j\omega t} \quad (3.2)$$

En remplaçant la réponse par son expression $x(t) = ue^{j\omega t}$ et en simplifiant :

$$(K - \omega^2 M + j\omega C)u = f \quad (3.3)$$

Cette équation donne une relation entre l'amplitude de la réponse et la force d'excitation, sa résolution conduit à :

$$u = H(\omega)f \quad (3.4)$$

Où

$$H(\omega) = (K - \omega^2 M + j\omega C)^{-1} \quad (3.5)$$

Cette matrice à coefficients complexes peut être mieux analysée en faisant appel aux transformations modales.

La matrice raideur modale :

$$\Lambda_K = \text{diag}[\omega_i^2] = P^T M^{-1/2} K M^{-1/2} P \quad (3.6)$$

La matrice amortissement modale :

$$\Lambda_C = \text{diag}[2\xi_i \omega_i] = P^T M^{-1/2} C M^{-1/2} P \quad (3.7)$$

Où P est la matrice des vecteurs propres normalisés par rapport à l'unité.

En multipliant les deux équations à droite par $M^{1/2}P$ et à gauche par $P^T M^{1/2}$ nous aurons :

$$K = M^{1/2} P \Lambda_K P^T M^{1/2} \quad (3.8)$$

$$C = M^{1/2} P \Lambda_C P^T M^{1/2} \quad (3.9)$$

En remplaçant dans l'expression de $H(\omega)$:

$$H(\omega) = S^{-T} \text{diag} \left[\frac{1}{\omega_i^2 - \omega^2 + 2j\xi_i \omega_i \omega} \right] S^{-1} \quad (3.10)$$

Où $S = M^{1/2}P$.

Les colonnes de la matrice S^{-T} ne sont autres que les vecteurs modaux de dimension (nx1) du système non amorti, notés u_i , donc :

$$H(\omega) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{u_i u_i^T}{\omega_i^2 - \omega^2 + 2j\xi_i \omega_i \omega} \right] \quad (3.11)$$

Où $u_i u_i^T$ est le produit des deux vecteurs modaux.

L'élément se trouvant à l'intersection de la ligne s et de la colonne r de la matrice $H(\omega)$ n'est autre que la fonction de transfert entre la réponse au point s , u_s due à une excitation au point r , F_r . Donc l'expression (3.11) peut être simplifiée :

$$H_{sr}(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{|u_i u_i^T|_{sr}}{\omega_i^2 - \omega^2 + 2j\xi_i\omega_i\omega} \quad (3.12)$$

met en relation une réponse et une excitation données à une déformée modale u_i . L'évaluation de $H_{sr}(\omega)$ à une fréquence propre ω_i sera dominée par un terme correspondant à cette fréquence en admettant que les modes ne sont pas couplés i.e. les autres termes de la somme seront négligeables car les $\omega_i^2 - \omega^2$ présents aux dénominateurs ne sont pas nuls. Lorsque l'on évalue la fonction $H_{sr}(\omega)$ à la fréquence d'intérêt ω_i , on obtient :

$$H_{sr}(\omega_i) = \sum_{i=1}^n \frac{|u_i u_i^T|}{|\omega_i^2 - \omega_i^2 + 2j\xi_i\omega_i\omega_i|} \quad (3.13)$$

$$H_{sr}(\omega_i) = \frac{|u_i u_i^T|}{|2\xi_i\omega_i^2|} \quad (3.14)$$

La dernière équation donne :

$$|u_i u_i^T|_{sr} = \text{Im}(H_{sr}(\omega_i))^* |2\xi_i\omega_i^2| \quad (3.15)$$

Où $\text{Im}(H_{sr}(\omega_i))$ est la partie imaginaire de la réponse en fréquence évaluée à la fréquence ω_i . Cette équation permet de calculer la déformée modale connaissant la

fréquence propre, le facteur d'amortissement et l'amplitude de la fonction de transfert. Le signe du produit $|u_i u_i^T|_{sr}$ sera déterminé a partir de la phase de $H(\omega)$.

La théorie exige que l'on calcule les éléments de la matrice $|u_i u_i^T|_{sr}$ pour pouvoir accéder au mode qui est en fait un vecteur exprimé par :

$$u_i = [a_1 \ a_2 \ \dots \ a_n] \quad (3.16)$$

Le produit du vecteur modal par son transposé donne :

$$|u_i u_i^T|_{sr} = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & \dots & a_1 a_n \\ a_2 a_1 & a_2^2 & \dots & a_2 a_n \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_n a_1 & a_n a_2 & \dots & a_n^2 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

La connaissance d'une seule ligne ou une seule colonne de la matrice de l'équation (3.17) suffit pour calculer le vecteur propre. Il suffit donc de connaître une seule ligne ou colonne de la fonction de transfert H ce qui veut dire que l'on peut soit exciter en un endroit et mesurer la réponse en divers endroits ou bien mesurer la réponse en un seul endroit et exciter la structure en divers endroits. À cette fin nous avons choisi un point pour appliquer l'excitation et mesuré les réponses aux autres points.

Pour extraire les modes propres de l'embase et afficher les déformées modales, nous avons édité le programme 'modes_propres.m' sur Matlab. (Ce programme est présenté à l'annexe 2 ainsi que la description de son fonctionnement)

Nous avons tracé les déformées modales pour les modes à 28,5 Hz, 60 Hz, 91,25 Hz, 103,6 Hz, 120 Hz, 133,1 Hz, 151,5 Hz, 170 Hz, 191,8 Hz et 211,25 Hz. Nous nous sommes contentés de représenter ces modes pour deux raisons : la première est qu'ils

apparaissent clairement sur la majorité des fonctions de transfert mesurées et la seconde est qu'ils sont les plus proches de la fréquence de rotation du moteur et ses harmoniques. Les déformées modales extraites seront représentées plus loin dans le chapitre et comparées à celles obtenues par simulation numérique du modèle éléments finis de l'embase.

3.3 Analyse modale du modèle numérique par E.F. de l'embase

Après avoir accompli l'étude expérimentale, nous abordons la construction et la simulation d'un modèle numérique par éléments finis de l'embase.

La construction de modèles numériques s'est imposée dans les dernières années avec la compétition accrue dans l'industrie. Les ingénieurs ont souvent à concevoir des produits devant satisfaire plusieurs critères notamment en matière de coûts de production dans des délais très serrés, ce qui oblige au recours à des outils de simulations numériques dont la méthode des éléments finis qui sert, entre autres, à améliorer le comportement de certains produits. Quoique les résultats de l'analyse modale expérimentale ont été suffisants pour la connaissance des caractéristiques vibratoires de l'embase existante, nous avons cependant besoin d'un modèle d'éléments finis pouvant être modifié en vue d'apporter des améliorations au système existant, car au contraire d'un prototype expérimental, un modèle éléments finis offre la possibilité d'étudier l'impact de plusieurs modifications apportées sur le comportement vibratoire d'une structure donnée. Nous aurons, dans le cadre de ce projet, à comparer entre plusieurs conceptions possibles. Imaginons la perte du temps, d'efforts et le coût exorbitant qu'aurait généré la fabrication de prototypes au nombre des conceptions envisagées [17].

3.3.1 Limites et incertitudes d'un modèle éléments finis

Il est important de savoir que la méthode des éléments finis est une technique d'approximation numérique d'un système physique [17]. Selon [1] et [17], les incertitudes dans les résultats d'une simulation numérique d'un modèle numérique par éléments finis dépendent des facteurs suivants :

- La géométrie qui dépend des dimensions et des formes du modèle éléments finis, de l'épaisseur, des tolérances de fabrication et d'assemblage, du choix du niveau de détails à prendre en compte, etc.
- Les caractéristiques mécaniques du matériau comme le module d'élasticité et le coefficient de poisson.
- L'adéquation du type d'élément fini utilisé pour décrire le système étudié. Pour décrire la dynamique de l'embase dans notre cas, on a utilisé l'élément coque Shell63 dont les nœuds possèdent des degrés de liberté en translation et en rotation.

La figure 8 montre un schéma explicatif de cet élément :

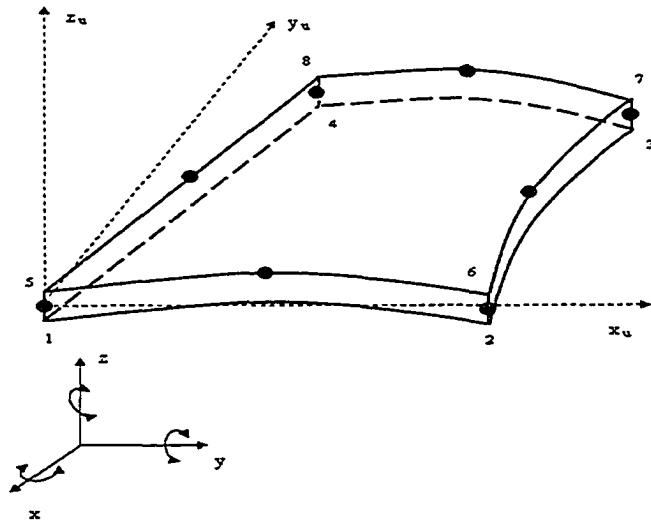


Figure 8 L'élément Shell 63

- d. Le degré de raffinement du maillage, car le nombre d'éléments à utiliser dépend de la complexité géométrique du système étudié ainsi que celle des modes propres à afficher. Les simplifications dans la représentation géométrique de l'embase ont servi à réduire d'une façon considérable le nombre d'éléments à utiliser tout en assurant une bonne précision dans l'affichage des déformées modales. En effet, la présence de courbures de faibles rayons dans le modèle éléments finis nous aurait obligé à utiliser des éléments d'une taille très réduite ce qui aurait augmenté, sans grande utilité, le nombre d'éléments.
- e. Les conditions aux frontières qui représentent l'interaction du système étudié avec son environnement.
- f. Les charges, qui nécessitent parfois d'être mesurées comme dans notre cas.

Pour ajuster le modèle de l'embase afin de rendre les résultats de la simulation proches de ceux obtenus par analyse expérimentale, nous nous sommes basés sur l'ajustement progressif de la géométrie, du niveau de détails pris en compte ainsi que des conditions aux frontières parmi tous les facteurs cités précédemment.

3.3.2 Construction géométrique du modèle par éléments finis

Le modèle de l'embase a été construit dans l'environnement graphique du logiciel Ansys à partir de surfaces de base (rectangles, cercles) en utilisant des combinaisons logiques comme le collage, l'addition ou la soustraction de surfaces. La figure 9 représente le dessin de définition de l'embase qui a servi comme point de départ pour la modélisation.

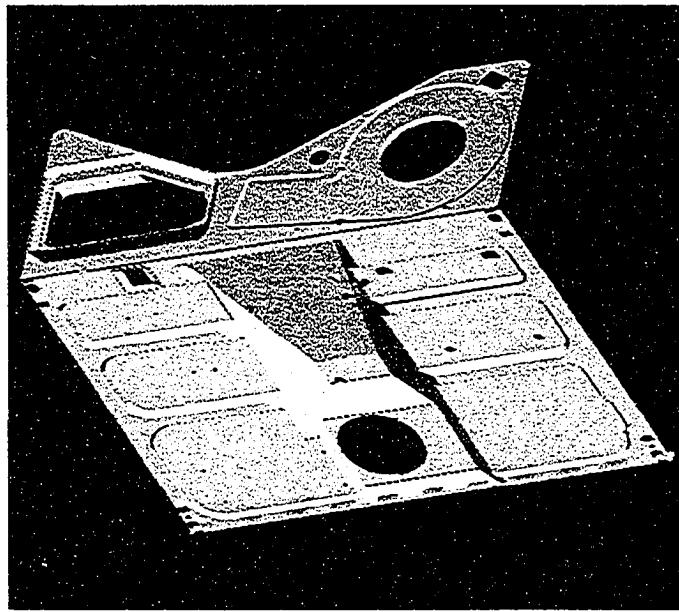


Figure 9 Le dessin de définition de l'embase

Quoique nous allons nous contenter de représenter la version finale du modèle par éléments finis, la construction de ce modèle est passée par plusieurs étapes (plusieurs versions ont été construites) prenant progressivement en compte de plus en plus de détails géométriques de l'embase, car nous étions partis avec l'idée qu'il fallait simplifier au maximum la représentation de la géométrie de l'embase pour le modèle par éléments finis. Toutefois les modèles trop "simplifiés" ne reflétaient pas la réalité, une fois que les résultats de leurs simulations aient été comparés à ceux de l'analyse modale expérimentale.

Le niveau de complexité en terme de détails géométriques pris en compte dans le modèle par éléments finis retenu reste cependant modéré par rapport à celui du dessin de définition de l'embase, car malgré que plusieurs détails aient été ajoutés progressivement lors de la construction du modèle, nous en avons écarté plusieurs dont l'absence n'influera pas sur l'exactitude du modèle, comme par exemple les petits trous

destinés à recevoir les vis d'assemblage ou les courbures provenant des opérations de déformation. Nous donnons dans ce qui suit quelques exemples de la modélisation géométrique de l'embase.

3.3.2.1 Les embosses

Pour modéliser les embosses que contient la partie horizontale de l'embase, les simplifications suivantes ont été apportées :

- a. Les raccordements présents dans les surfaces horizontales des embosses ont été modélisés par des angles vifs.
- b. Les jonctions entre la surface horizontale principale de l'embase et les surfaces horizontales des embosses sont assurées à l'aide de surfaces obliques formant des angles vifs avec les deux surfaces jointes, au contraire du dessin de définition où cette jonction est assurée à l'aide de surfaces courbées.

La figure 10 montre la modélisation d'une embosse. Il faut noter, sur le dessin de gauche qui est une partie du dessin de définition, les surfaces courbées qui servent de jonction entre l'embosse et la surface principale :

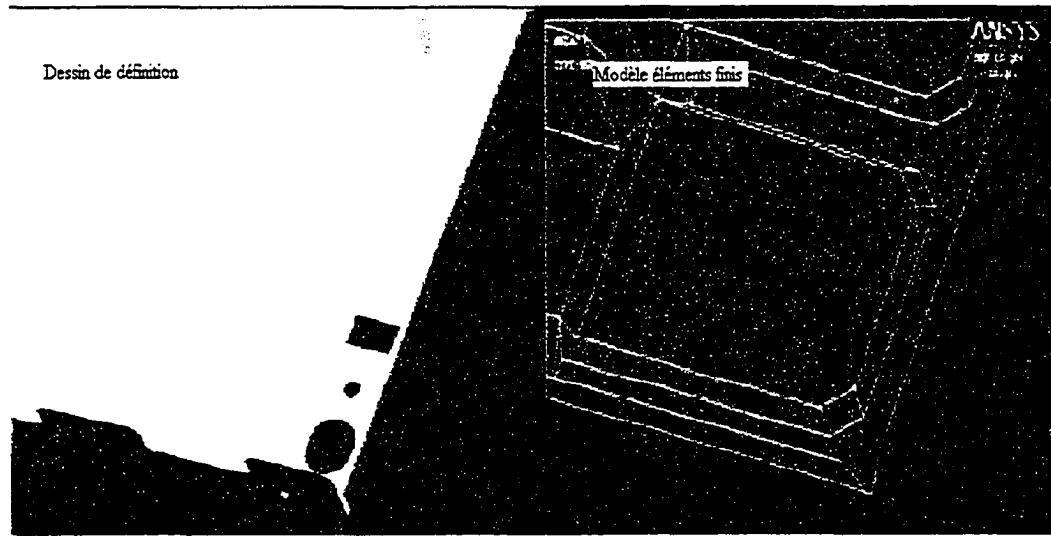


Figure 10 Détails représentant la modélisation d'une embosse

3.3.2.2 La partie latérale de l'embase

Puisque la partie latérale n'est pas sujette à des modifications dans les améliorations à apporter à l'embase, nous avons choisi au début de prendre en compte son effet en la modélisant de la façon la plus simple possible (modélisation comme étant une plaque rectangulaire contenant un trou rectangulaire, un trou circulaire et un minimum de renforcement). Ce choix s'est avéré faux car les détails (embosses et autres types de renforcement) que contient la partie latérale influent d'une façon significative sur le comportement vibratoire du modèle par éléments finis de l'ensemble. Les figures 11 et 12 montrent les détails pris en compte dans la modélisation de la partie latérale de l'embase.

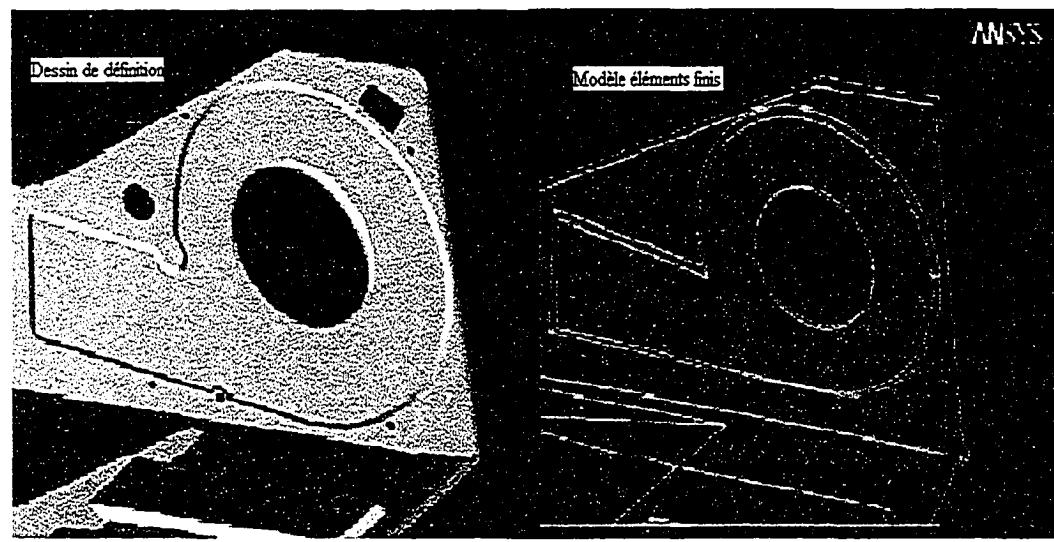


Figure 11 Détail représentant la modélisation de la prise d'air sur la partie latérale

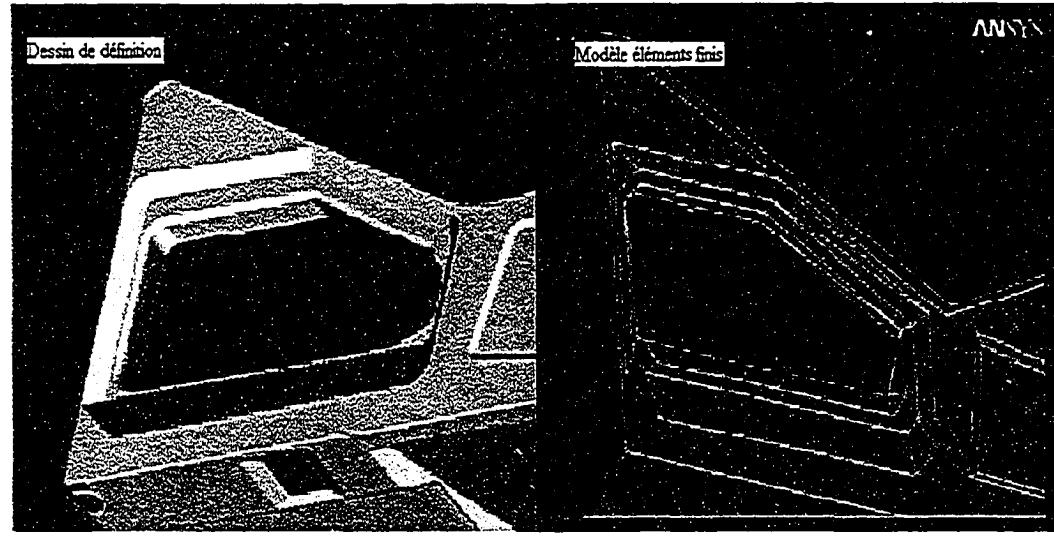


Figure 12 Détails représentant la modélisation du trou rectangulaire sur la partie latérale de l'embase

La figure 13 représente une vue complète du modèle géométrique de l'embase. On peut facilement remarquer les simplifications apportées par rapport aux détails présentés dans les figures précédentes.

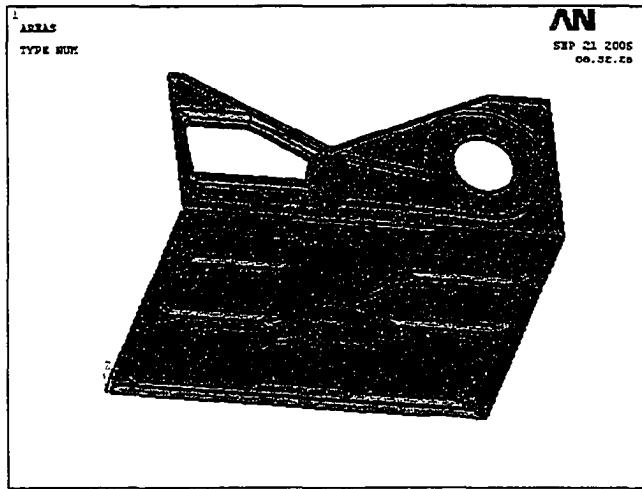


Figure 13 Le modèle géométrique de l'embase

3.3.3 Les conditions aux frontières

L'embase repose sur quatre pattes formées d'une pièce plate en plastique de forme hexagonale recevant une tige filetée. Cette tige qui sert à régler la hauteur de l'appui est vissée dans une plaque métallique intermédiaire de forme rectangulaire qui se relie à l'embase par le biais de deux encoches. Chacun de ces appuis est modélisé par un élément de poutre ayant des dimensions égales à celles de la vis (diamètre et hauteur), une des extrémités de chaque élément poutre est reliée à un des coins de l'embase.

Pour modéliser les conditions aux limites, nous avons bloqué les déplacements dans les directions x, y et z de l'un des appuis, pour les trois autres nous avons bloqué les déplacements dans la direction z uniquement. La figure 14 montre la disposition de l'un des appuis et la définition des axes x, y et z.

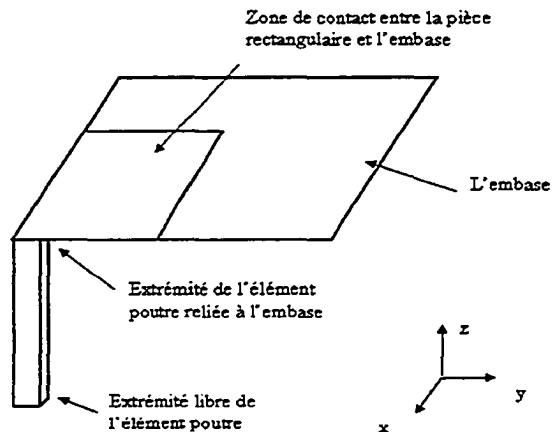


Figure 14 Modélisation de l'appui de l'embase

Pour modéliser le contact entre les pièces métalliques de forme rectangulaires faisant partie de l'appui et de l'embase, nous avons limité le déplacement possible dans la direction z au quatre coins de l'embase qui sont sensés venir au contact des pièces rectangulaires à des valeurs très faibles. La figure 15 montre les conditions aux frontières appliquées, il faut noter le déplacement affecté au coin de l'embase schématisé par des flèches de couleurs bleu.

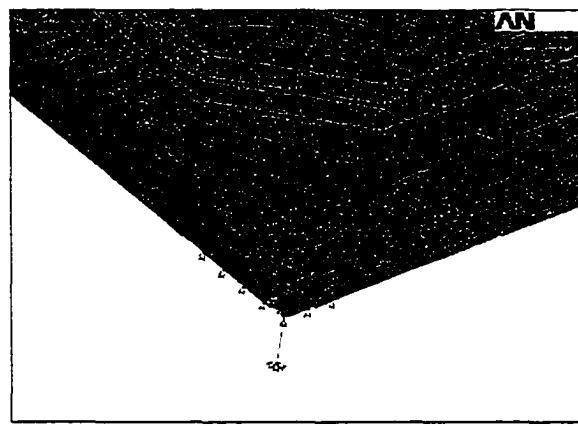


Figure 15 Les conditions aux frontières de l'embase

La figure 16 représente une vue complète du modèle par éléments finis après maillage avec un élément de 5 mm. La taille réduite de l'élément de maillage est due à la présence d'un niveau de précision relativement élevé dans le modèle géométrique de l'embase. Dans l'annexe 3 se trouve le fichier en langage APDL qui a servi à générer et à simuler le modèle par éléments finis de l'embase.

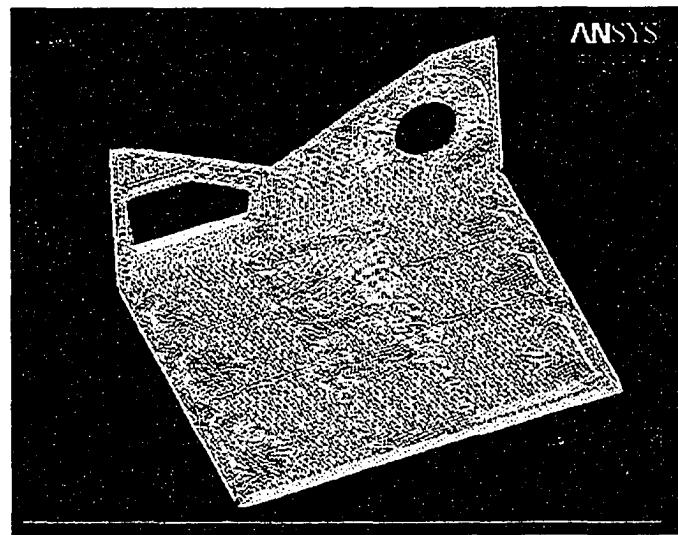


Figure 16 Le modèle de l'embase après application du maillage

3.3.4 Les paramètres de la simulation

L'analyse modale par éléments finis du modèle retenu de l'embase est exécutée sous le logiciel Ansys pour les 20 premières fréquences naturelles. Le tableau II récapitule les paramètres de la simulation :

Tableau II

Les paramètres de simulation pour l'analyse modale du modèle numérique de l'embase

Type de l'élément utilisé	Shell 63
Épaisseur	0,7 mm

Tableau II (suite)

Taille de l'élément	5 mm
Matériaux	Acier
Module d'élasticité	210 GPa
Coefficient de Poisson	0,3
Masse volumique	7800 kg/m ³
Méthode d'extraction des modes propres	Block Lanczos (méthode par défaut)

3.4 Présentation des résultats, comparaison

3.4.1 Les fréquences naturelles et les amortissements

Le tableau III présente les valeurs des fréquences propres et des amortissements obtenues par mesures comparées à celles (pour les fréquences naturelles uniquement) obtenus par simulation numérique.

Les correspondances entre les modes extraits à partir des mesures physiques et ceux calculés par simulation du modèle numérique ont été établies en comparant les déformées modales. Le calcul de l'erreur entre les fréquences naturelles mesurées et celles calculées par simulation numérique pour chaque cas nous montre l'écart entre les résultats trouvés par chaque méthode.

Tableau III

Comparaison des résultats de la simulation avec les mesures, étude de l'embase

Ordre	Fréquences naturelles (Hz) Mesures	Fréquences naturelles (Hz) Modèle numérique	Erreur (%)	Coefficient d'amortissement ζ (%)
1	28.5	32.28	-12.28 %	4.79
2	60.4	57.34	5.06 %	1.68
3	90.8	89.75	1.15 %	3.56
4	102.5	110.22	-7.53 %	1.93
5	120.34	118.85	1.23 %	1.35
6	133.46	131.13	1.74 %	1.10
7	151.65	160.49	-5.82 %	0.78
8	169.87	189.4	-11.49 %	0.54
9	192.1	194.19	-1.08 %	0.86
10	211.25	209.12	1.01 %	0.87

On peut remarquer que les écarts entre les fréquences naturelles mesurées et celles résultant de l'analyse modale du modèle par éléments finis de l'embase varient entre -12.28 % et 5.06 %. Le plus grand écart est observé pour le premier mode car ce dernier dépend beaucoup des conditions aux limites qui sont plus difficiles à modéliser.

3.4.2 Les déformées modales

Nous présentons dans ce qui suit les déformées modales obtenues par simulation numérique comparées à celles obtenues par mesures pour les modes principaux (proches de la fréquence de rotation de 30 Hz et de ses harmoniques). Les autres déformées sont présentées dans l'annexe 4.

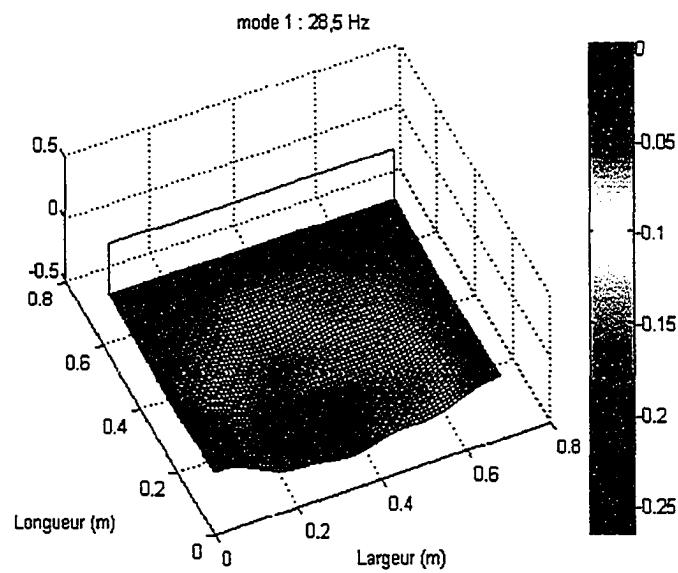


Figure 17 Le premier mode expérimental de l'embase seule à 28,5 Hz

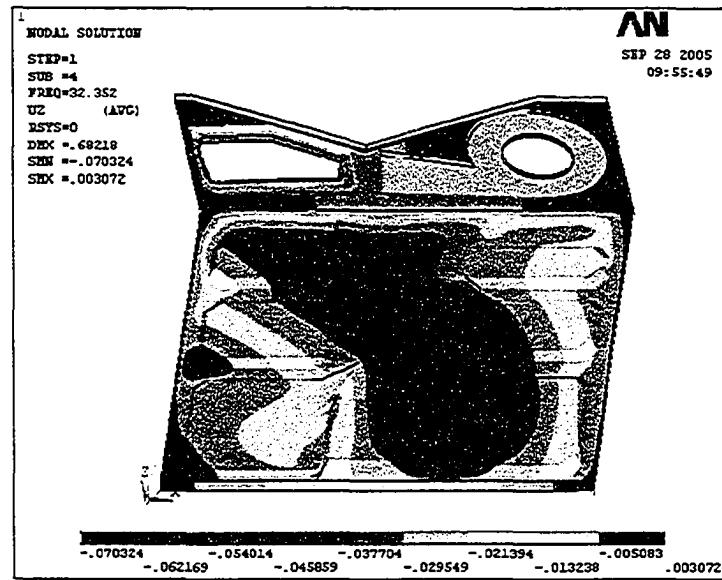


Figure 18 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 1^{er} mode à 32,2 Hz

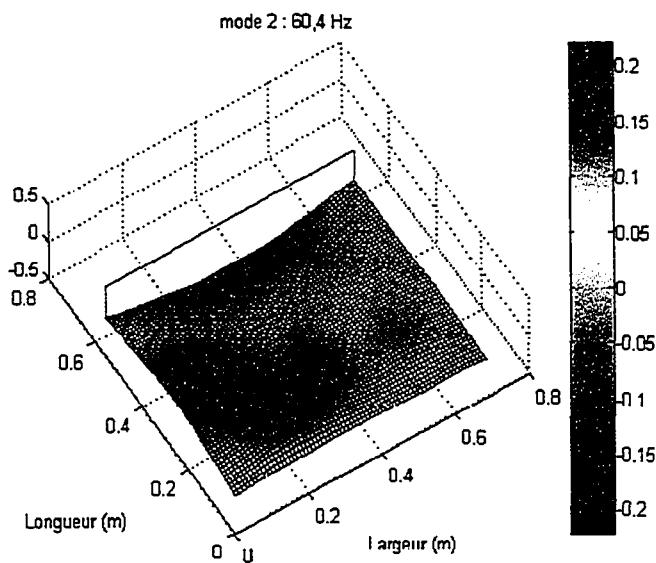


Figure 19 Le second mode expérimental de l'embase seule à 60,4 Hz

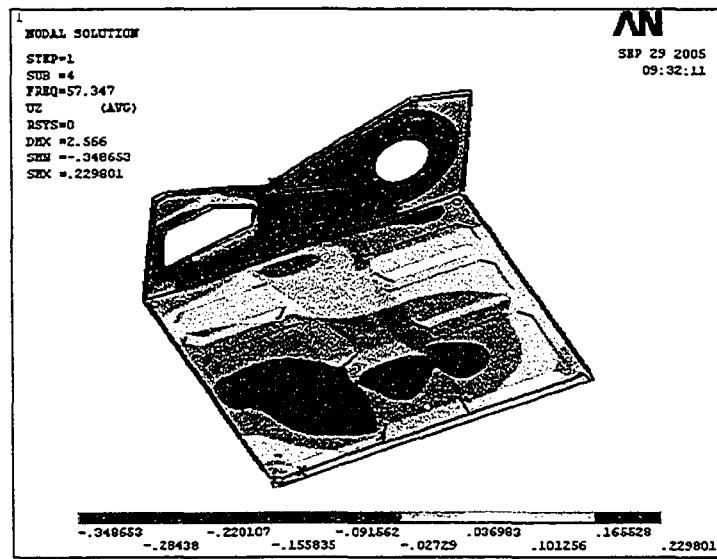


Figure 20 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 2^{ème} mode à 57,34 Hz

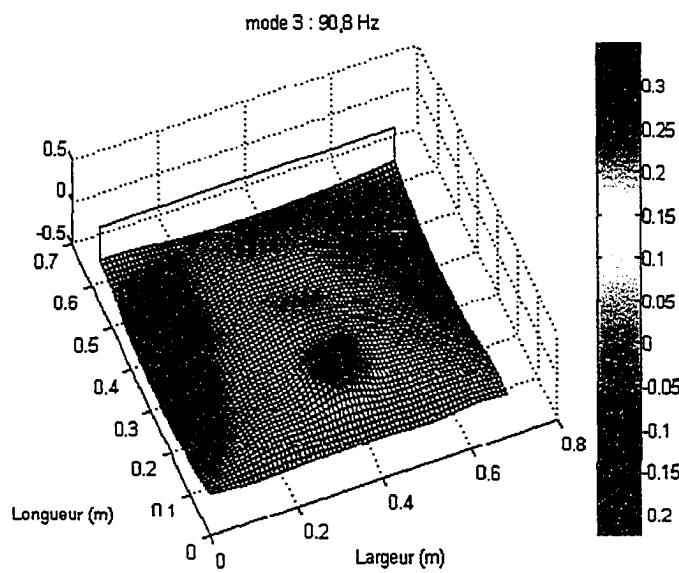


Figure 21 Le troisième mode expérimental de l'embase seule à 90,8 Hz

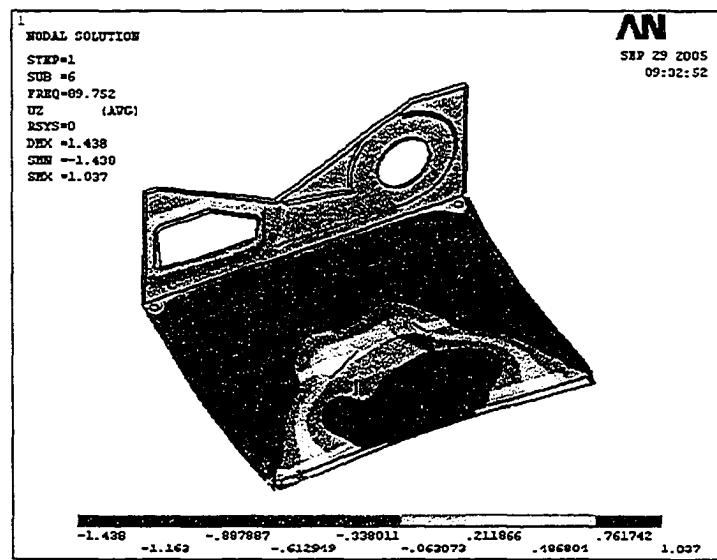


Figure 22 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 3^{ème} mode à 89,75 Hz

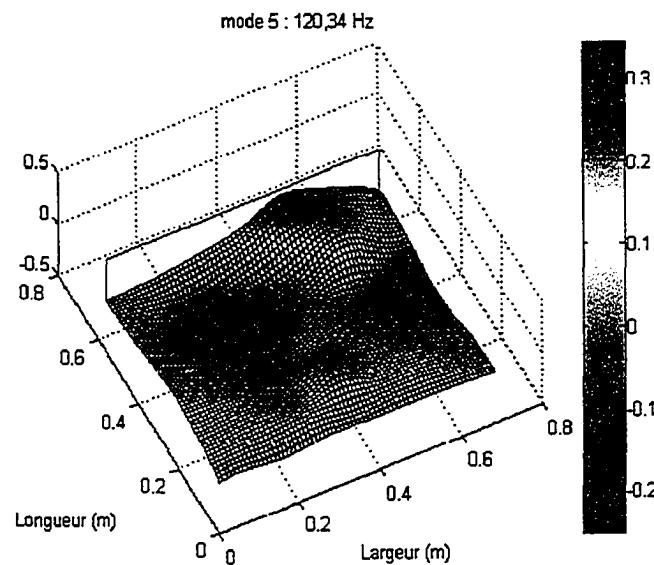


Figure 23 Le cinquième expérimental de l'embase seule à 120,34 Hz

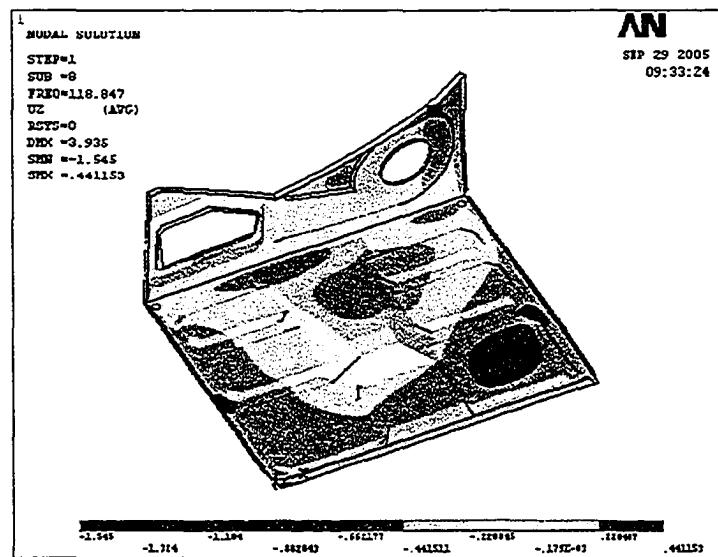


Figure 24 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le 5^{ème} mode à 118,84 Hz

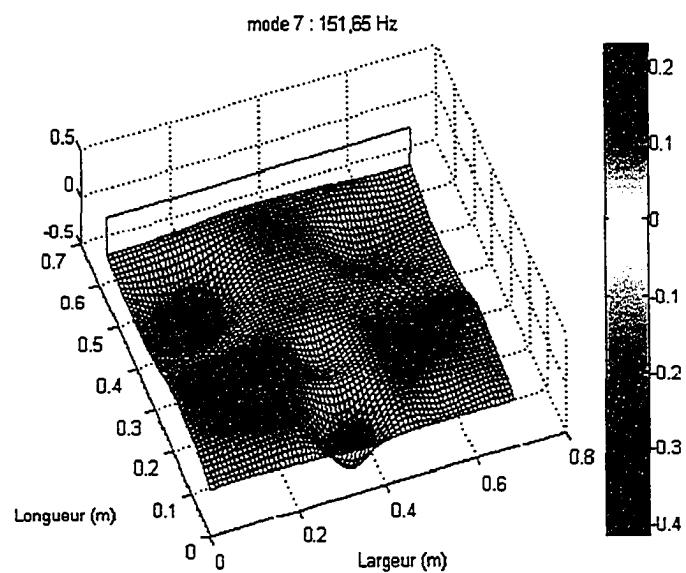


Figure 25 Le mode expérimental # 7 à 151,65 Hz

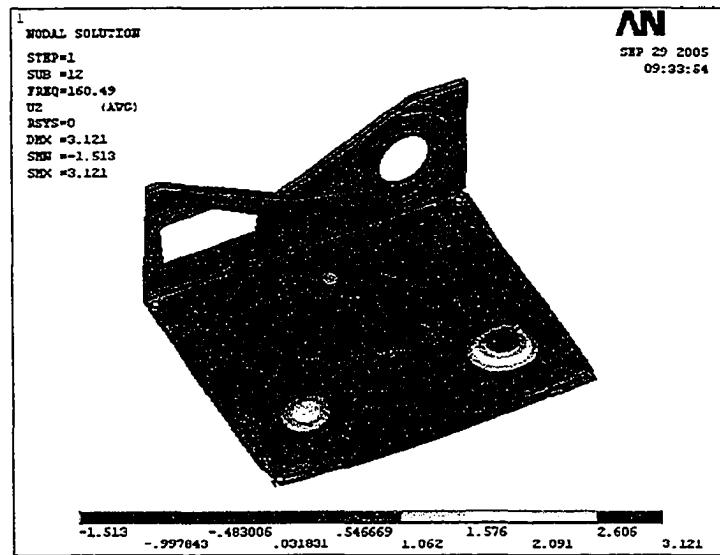


Figure 26 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 7 à 160,49 Hz

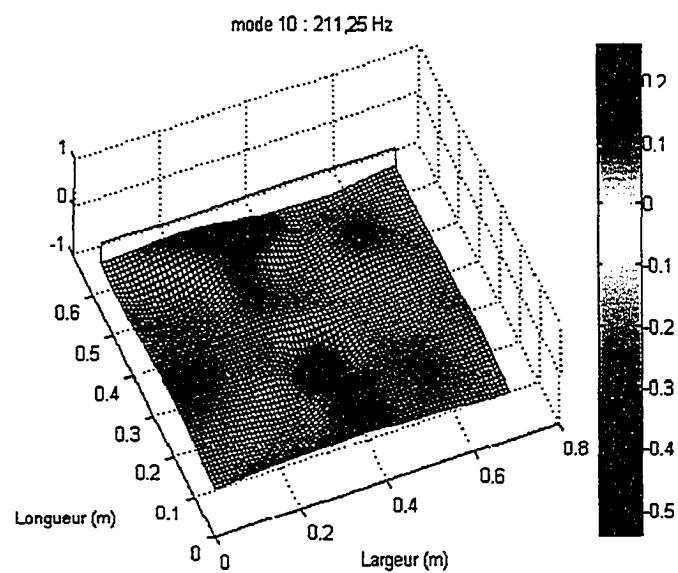


Figure 27 Le mode expérimental # 10 à 211,25 Hz

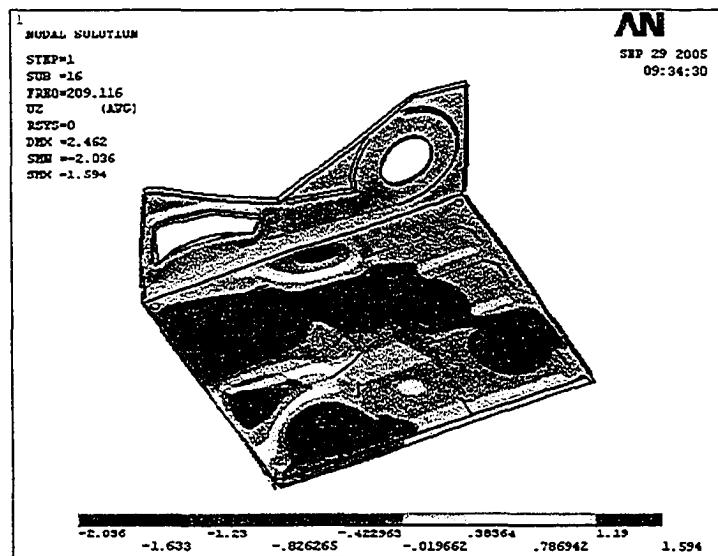


Figure 28 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode #10 à 209,11 Hz

3.5 Conclusion

Pour le travail présenté dans ce chapitre, nous avons pu effectuer une analyse modale expérimentale sur l'embase dissociée du reste du système complet. Cette analyse nous a permis d'extraire les fréquence naturelles, les amortissement modaux et de tracer les déformées modales. Ces résultats nous ont servi de base pour construire et ajuster successivement un modèle éléments finis de l'embase en comparant les fréquences naturelles et les déformées modales obtenues suite à sa simulation en analyse modale à ceux obtenus par mesures. La comparaison des fréquences naturelles basées sur l'observation des déformées modales trouvées par les deux méthodes (accompagnée par le calcul des erreurs) nous a montré que le modèle éléments finis ainsi construit reflète la vrai dynamique du système étudié.

CHAPITRE 4

ANALYSE HARMONIQUE ET MODALE DU MOTEUR ÉLECTRIQUE

4.1 Introduction

Après avoir étudié le comportement vibratoire de l'embase, cette nouvelle étape consiste à étudier celui du moteur électrique qui est la source de l'excitation que subit l'embase. Dans ce chapitre sont discutées les caractéristiques vibratoires propres à la conception du moteur électrique. Ces caractéristiques ont une incidence directe sur la forme de l'excitation i.e. les fréquences excitées et l'amplitude des vibrations transmises à l'embase. Une mesure de la réponse de l'embase à l'excitation produite par le moteur électrique nous a permis de remarquer de grandes amplitudes de vibration à certaines fréquences provenant du moteur.

Un défaut sur un moteur électrique peut provoquer différents types de vibration selon le type de défectuosité : balourd du à l'excentricité ou au désalignement du rotor, excentricité, un mauvais alignement, court-circuit des enroulements, défaut de bobinage, problèmes magnétiques, barres de rotor brisées ou défectueuses, ...etc. [22]. La figure 29 montre les défauts susceptibles de se produire dans différents intervalles de fréquence.

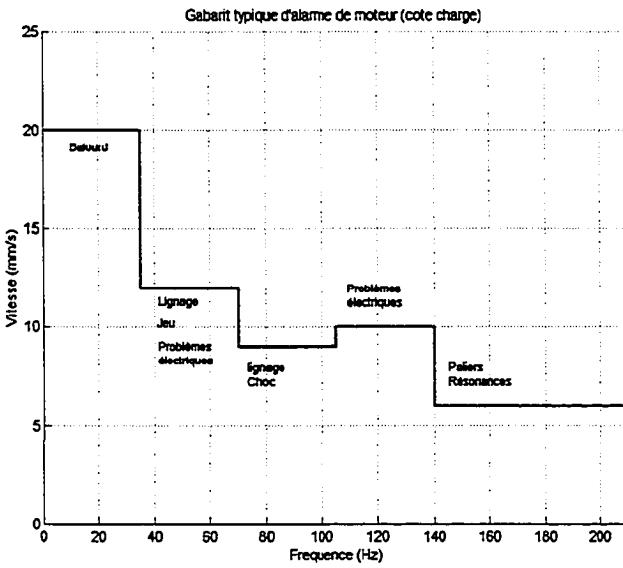


Figure 29 Natures et intervalles de recherche des défauts à basse fréquence sur un moteur électrique

Cette figure montre un modèle de gabarit destiné à définir un niveau d'alarme de moteur côté charge (du côté de l'arbre d'entraînement).

Dans cette étude, nous allons uniquement nous intéresser aux caractéristiques vibratoires spécifiques à la construction du moteur comme ses fréquences naturelles ou le couple pulsé à 120 Hz, et non pas aux fréquences qui peuvent résulter des défauts susceptibles d'apparaître dans le temps. Afin de comprendre le comportement vibratoire du moteur électrique, nous avons effectué une analyse harmonique puis une analyse modale.

4.2 Conditions de mesures

Pour effectuer les analyses expérimentales harmonique et modale sur le moteur électrique, ce dernier est attaché rigidement par l'intermédiaire de sa plaque de fixation à un support fixe. Nous avons pu ainsi isoler le moteur électrique du reste du système pour

que les caractéristiques mesurées ne soient pas confondues avec les caractéristiques du reste du système. La figure 30 montre le moteur, tel que testé.

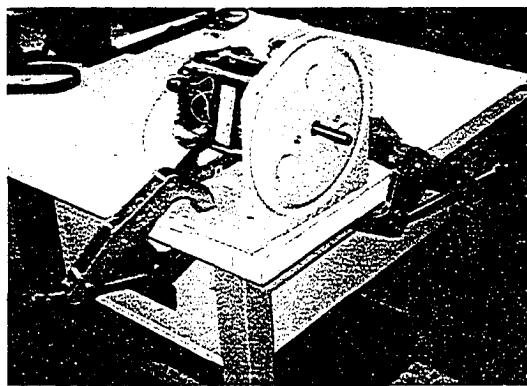


Figure 30 Photo du moteur électrique sous test

Pour la prise des mesures, nous avons choisi deux points très proches des paliers du moteur. Ces deux points ne se situent pas immédiatement sur chacun des paliers car ces derniers sont couverts d'une rondelle épaisse en caoutchouc ce qui aurait pu fausser les mesures. La figure 31 montre les deux points de mesure sur le moteur électrique.

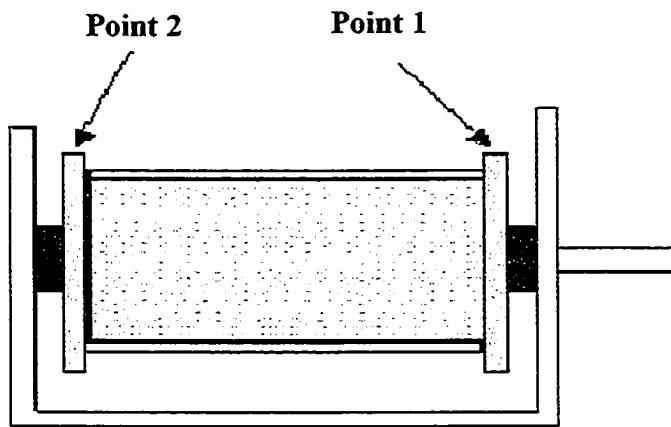


Figure 31 Emplacements des points de mesure sur le moteur électrique

4.3 L'analyse harmonique

Cette analyse a deux buts : le premier consiste à confirmer certaines caractéristiques électriques relatives à la conception du moteur comme le couple pulsé à 120 Hz, le second vise à connaître les défauts mécanique et électrique propres au moteur. Par défauts mécanique et électrique, on n'entend pas parler des défauts qui apparaissent dans le temps, mais de ceux qui sont déjà présents lors de la construction du moteur, car ce dernier, qui a un prix relativement bas, est de faible qualité.

Les moteurs électriques peuvent présenter deux catégories de défauts, les uns se manifestant à basse fréquence puisque l'excitation est produite par le moteur électrique à basse fréquence et les autres à très haute fréquence [22]. Puisque nous avons déterminé notre objectif qui est l'étude du comportement de l'embase dans un intervalle de fréquence allant jusqu'aux alentours de 210 Hz, nous nous sommes contentés d'effectuer l'analyse harmonique uniquement à basse fréquence pour laquelle nous allons relever l'amplitude de la vitesse en mm/s du côté de l'arbre d'entraînement (au point 1) dans la direction la plus flexible, soit horizontale et ce dans un intervalle qui s'étend de 0 à 200 Hz. Cette mesure a pour but de différencier les défauts mécaniques des défauts électriques qui surviennent à basse fréquence [22].

L'acquisition des données a été faite à l'aide de la carte d'acquisition Zonic et d'un PC utilisant le logiciel Medallion FAS6.21. Pour la prise des mesures, nous avons utilisé un accéléromètre fourni par PCB PIEZOTRONICS™, sa sensibilité est de 101.5 mV/g et sa plage de fréquence va de 0.5 à 10000 Hz. Les paramètres d'acquisition pour l'analyse harmonique sont récapitulés dans le tableau IV.

Tableau IV

Les paramètres d'acquisition pour l'analyse harmonique expérimentale du moteur électrique

Plage de fréquence	200 Hz
Nombre de points	2048
Précision en fréquence	0,25
Nombre de moyennes	5
Mode du trigger	Free Run
Fenêtre de la réponse	Hanning
Nombre de canaux	1

La figure 32 représente le spectre de la vitesse exprimée en mm/s relevée sur le moteur électrique du côté de l'arbre d'entraînement dans la direction horizontale.

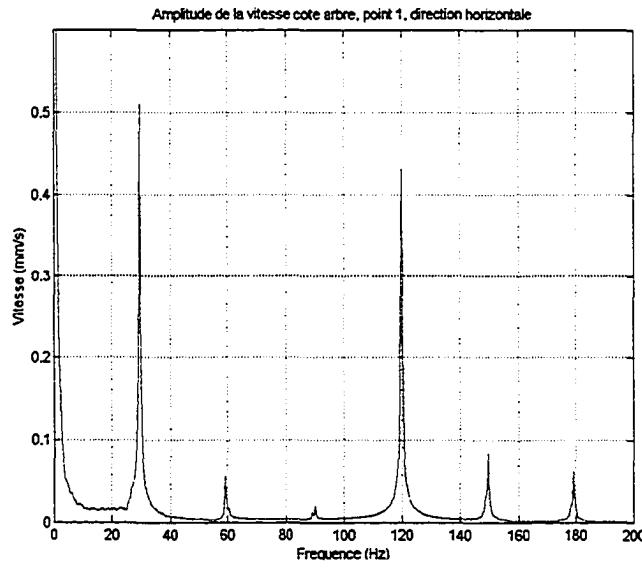


Figure 32 Amplitude de la vitesse mesurée dans la direction horizontale du coté de l'arbre d'entraînement

On peut remarquer sur cette courbe la grande amplitude à 30 Hz qui correspond à la fréquence de rotation du moteur électrique, la deuxième plus grande amplitude est notée à 120 Hz qui correspond à la fréquence à laquelle le couple pulsé se manifeste. En effet le déséquilibre $f_d(t)$ du champ magnétique est proportionnel au carré du flux $F_l(t)$ et au jeu $e(t)$ entre le rotor et le stator.

$$f_d(t) = A * F_l^2(t) * e(t) \quad (4.1)$$

où A représente l'amplitude de la force de déséquilibre due au champ magnétique.

$e(t)$ est le jeu entre le stator et le rotor, il est exprimé par :

$$e(t) = E_e \sin(2\pi f_r t) \quad (4.2)$$

le flux quant à lui est exprimé par :

$$F_l(t) = B \sin(2\pi f_r t + \theta) \quad (4.3)$$

E_e et B sont l'amplitude du jeu entre le stator et le rotor et l'amplitude du champ magnétique respectivement. Finalement, la force de déséquilibre est exprimée par :

$$f_d(t) = \frac{A * B^2 * E_e}{2} [1 - \cos(4\pi f_r t - 2\theta)] \sin(2\pi f_r t) \quad (4.4)$$

On constate d'après l'équation (4.4) que la variation de force générera une vibration à deux fréquences, soit la fréquence du réseau électrique (60 Hz) ainsi qu'à deux fois cette fréquence (120 Hz).

4.4 L'analyse modale

L'analyse modale a pour but de déterminer les fréquences naturelles du moteur afin de voir si certaines d'entre elles coïncident avec sa fréquence de rotation ou avec l'une de ses harmoniques car cela peut avoir comme effet l'amplification de l'amplitude de l'excitation à cette fréquence.

Pour effectuer cette analyse, nous avons pris des mesures dans les deux directions horizontale et verticale sur les points 1 et 2 proches des deux paliers du moteur électrique (voir figure 31), en choisissant le point 1 comme point d'impact.

L'acquisition des données a été faite à l'aide de la carte d'acquisition *Zonic* et d'un PC utilisant le logiciel *Medallion FAS6.21*, pour la prise des mesures. Nous nous sommes servis des mêmes capteurs utilisés pour l'analyse modale de l'embase (chapitre 2). Nous avons effectué les mesures dans une plage de fréquence allant de 0 à 200 Hz. Le tableau V récapitule les paramètres utilisés pour l'acquisition :

Tableau V

Les paramètres d'acquisition pour l'analyse modale expérimentale du moteur électrique

Plage de fréquence d'analyse	200 Hz
Nombre de points	2048
Précision en fréquence	0,25
Canal du trigger	Canal de la force
Délai	-5 %
Niveau du déclenchement du trigger	10 %
Pente	Positive
Fenêtre de la force	Rectangulaire

Tableau V (suite)

Fenêtre de la réponse	Exponentielle
Nombre de moyennes	5

Pour identifier les fréquences naturelles de l'embase, nous avons affiché les quatre fonctions de transfert enregistrées sous la forme d'une partie réelle et d'une partie imaginaire. Les figures 33 et 34 montrent les fonctions de transfert utilisées avec les fréquences naturelles identifiées sur chaque graphique.

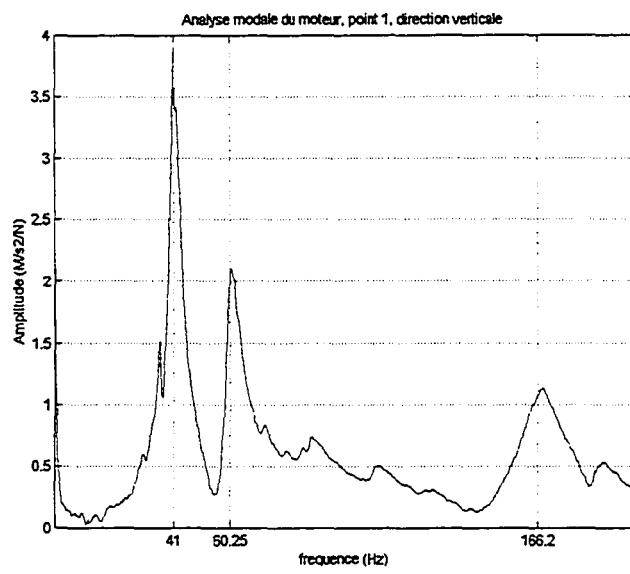


Figure 33 Amplitude de la fonction de transfert au point 1, direction verticale

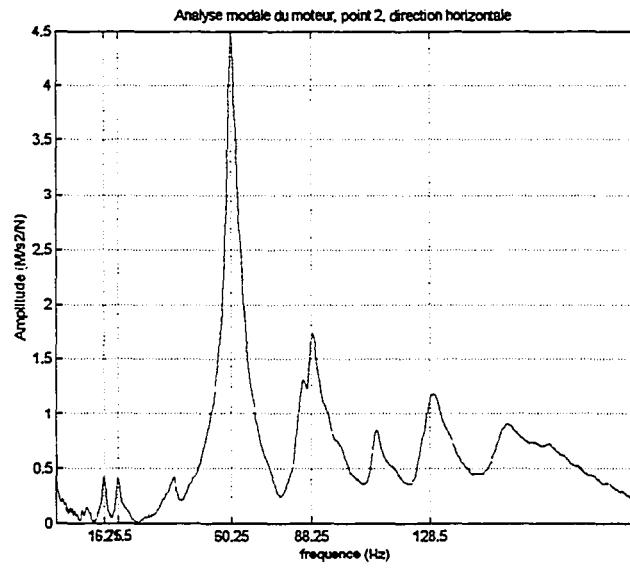


Figure 34 Amplitude de la fonction de transfert au point 2, direction horizontale

Le tableau VI récapitule toutes les fréquences naturelles extraites.

Tableau VI
Fréquences naturelles du moteur électrique

Ordre	Fréquences Naturelles (Hz)
1	16,75
2	21,5
3	41
4	60,25
5	88,25
6	110,25
7	128,5
8	153,5
9	166,5

Nous pouvons remarquer, d'après ces résultats, que le moteur électrique possède une fréquence naturelle (60,25 Hz) très proche de la première harmonique de sa fréquence de rotation, et une deuxième fréquence naturelle (88,25 Hz) proche de la troisième harmonique de sa fréquence de rotation. L'amplification de l'excitation à 60 Hz est fort probable. Ceci va être confirmé lors de l'analyse harmonique expérimentale de l'embase.

4.5 Conclusion

L'étude du moteur électrique a comporté deux volets : une analyse harmonique et une analyse modale. Cette étude a eu comme objectifs de confirmer certaines caractéristiques vibratoires propres à la construction du moteur comme le couple pulsé à 120 Hz ainsi que d'extraire ses fréquences naturelles. L'une d'entre elles à 60,25 Hz est presque égale à la première harmonique de la fréquence de rotation. On peut donc s'attendre, une fois que le spectre de la réponse de l'embase sera relevé, à une amplification des amplitudes à 30, 60 et 120 Hz.

CHAPITRE 5

ANALYSE MODALE DE L'ENSEMBLE EMBASE MOTEUR

5.1 Introduction

Après avoir effectué une analyse modale expérimentale sur l'embase dissociée du reste du système et après avoir construit et recalé un modèle par éléments finis par rapport aux résultats de l'analyse modale expérimentale, nous allons dans cette étape réaliser l'analyse modale expérimentale et numérique de l'ensemble formé par le moteur électrique et l'embase.

Dans cette étape, nous avons pris des mesures physiques sur l'embase après lui avoir attaché le moteur électrique sans prendre en compte le dispositif qui sert de logement au ventilateur et de système d'évacuation d'air. Ceci a pour but d'alléger le travail à faire. Nous voulions arriver à représenter l'effet du moteur électrique sur l'embase, il fallait donc créer un modèle numérique simple et fiable du moteur électrique prenant en compte une représentation simplifiée de la géométrie du moteur, de sa masse, de ses moments d'inerties et surtout de son mode d'attache à l'embase. Cette représentation sera jointe au modèle de l'embase déjà établi. Les résultats de la simulation du modèle numérique de l'ensemble embase-moteur seront comparés à ceux de l'analyse modale expérimentale effectuée sur le même ensemble.

5.2 Étude expérimentale de l'ensemble embase moteur

5.2.1 Préparation des essais

Pour effectuer l'analyse modale expérimentale de l'ensemble embase-moteur, nous avons utilisé le même matériel de mesure (carte d'acquisition, capteur de force et accéléromètre) et les mêmes configurations (paramètres d'acquisition et plage de fréquence). Nous avons également considéré les mêmes points de prise de mesures (au nombre de 77) et le même point d'application de l'impact que pour l'embase seule. Cependant, l'application de l'impact et la mesure accélérations a été faite par en dessous de l'embase afin d'éviter la plaque horizontale qui sert de support au moteur électrique et qui couvre une partie de la surface de l'embase.

5.2.2 Extraction des fréquences naturelles et des amortissements

Une fois que toutes les fonctions de transfert été enregistrées, nous les avons affichées une par une sous la forme d'une partie réelle et une partie imaginaire pour pouvoir identifier les fréquences naturelles. Parfois, nous avons eu recours à la représentation amplitude-phase pour confirmer certaines constatations car il fallait prendre beaucoup de soins pour identifier les fréquences naturelles aux basses fréquences. Pour calculer les amortissements, nous avons utilisé la méthode de la demi puissance comme expliquée dans le chapitre 3. Nous avons utilisé le programme `Calcul_freqs.m` (le même utilisé pour l'analyse modale de l'embase, voir annexe 1) pour calculer les fréquences propres et les amortissements comme étant les moyennes de valeurs extraites sur plusieurs points de mesure (au nombre de 20) pour plus de précision. Les figures 35 et 36 représentent deux des fonctions de transfert utilisées pour extraire les fréquences naturelles, les amortissements et les déformées modales de l'ensemble embase-moteur. La figure 35 montre les fréquences naturelles aux basses fréquences et la figure 36 celles aux hautes

fréquences. Toutes ces valeurs vont être récapitulées plus loin dans le tableau VII et comparées à celles obtenues par simulation numérique du modèle par éléments finis de l'embase.

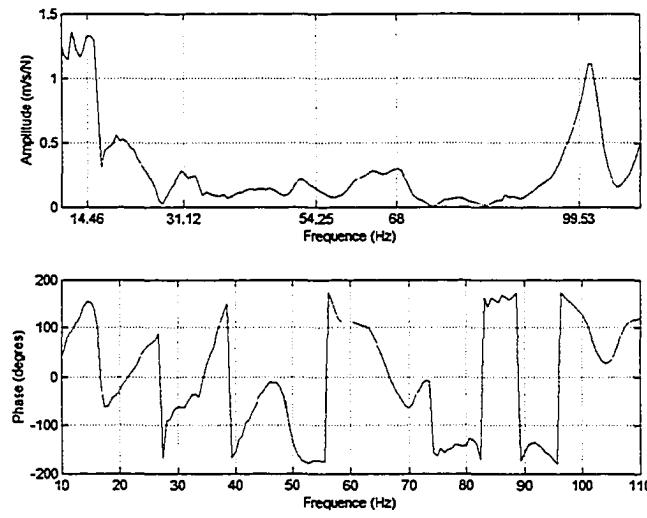


Figure 35 Étude expérimentale de l'ensemble embase-moteur, amplitude de la fonction de transfert au point 64

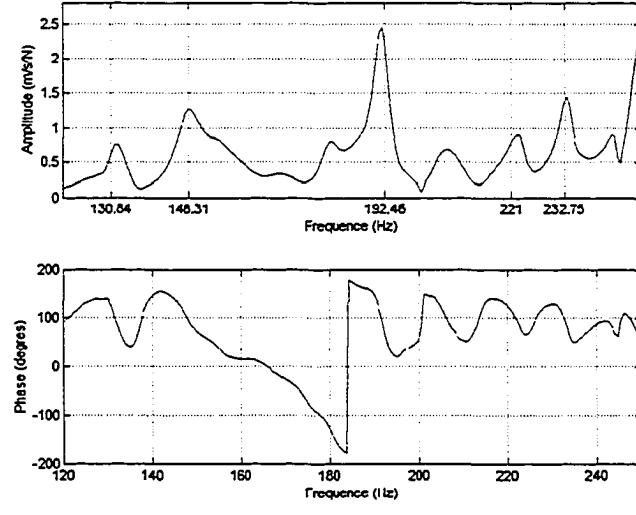


Figure 36 Étude expérimentale de l'ensemble embase-moteur, amplitude de la fonction de transfert au point 35

5.2.3 Tracé des déformées modales

De même que pour l'analyse modale de l'embase seule, nous avons utilisé le programme 'modes_propres.m' (voir l'annexe 2) pour extraire les modes propres de l'ensemble embase-moteur et afficher les déformées modales. Les déformées modales vont être présentées plus loin pour pouvoir les comparer à celles obtenues par simulation numérique du modèle élément fini de l'ensemble embase-moteur.

5.3 Modèle numérique de l'ensemble embase moteur

Pour construire une modèle par éléments finis de l'ensemble formé par l'embase et le moteur électrique, nous nous sommes servi du modèle par éléments finis de l'embase précédemment construit et lui avons ajouté un modèle du moteur électrique permettant de tenir compte de son effet sur le système.

5.3.1 Le modèle numérique du moteur

L'étape à laquelle nous sommes rendus maintenant est la création d'un modèle par éléments finis du moteur électrique. Plusieurs alternatives peuvent paraître possibles. Puisque le but final de ce projet est la conception d'une nouvelle embase, nous avons évité de créer un modèle trop complexe du moteur électrique qui prendrait beaucoup de temps. Nous avons donc créé un modèle simplifié qui permettra de modéliser l'effet que possède le moteur électrique sur l'embase. Ce modèle tiendra compte des caractéristiques physiques du moteur électrique comme la masse et les moments d'inerties (I_{xx} et I_{yy}) ainsi que du système lui servant de support pour le rattacher à l'embase.

Ce modèle simplifié a subi une série d'améliorations une fois que les résultats de la simulation du modèle par éléments finis de l'ensemble embase-moteur aient été comparés à ceux de l'analyse modale expérimentale du même ensemble.

5.3.2 Construction géométrique du modèle

La plaque-support du moteur est modélisée par plusieurs surfaces planes collées entre elles. Le fait d'utiliser plusieurs surfaces nous a permis d'affecter des constantes différentes pour mettre en évidence les épaisseurs des plaques utilisées ainsi que la superposition des plaques sur certains endroits. La figure 37 montre la construction géométrique du support.

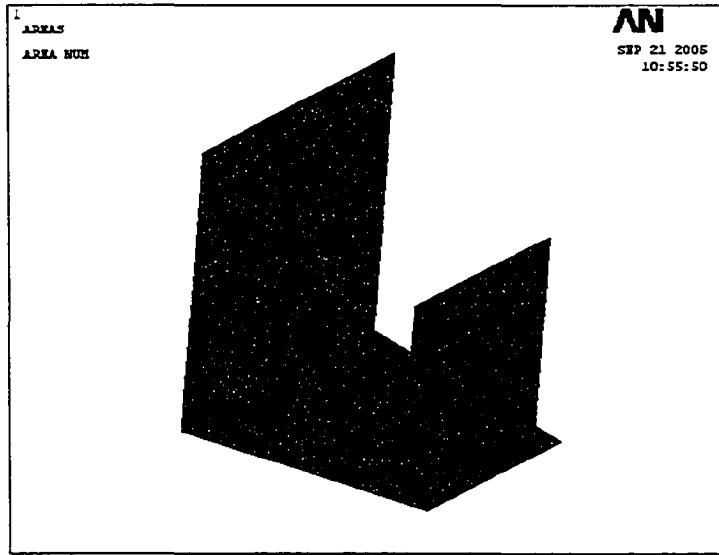


Figure 37 Construction géométrique du modèle numérique du moteur

Les surfaces A2 et A4 sur la figure 43 forment la première plaque en L, elles ont la même épaisseur. Les surfaces A1 et A3 forment la deuxième plaque en L, cependant la surface A3 possède une épaisseur égale à la somme de celles des deux plaques pour

mettre en évidence la jonction entre les deux. (Voir le chapitre 4 pour la description détaillé de la construction du support du moteur électrique).

Le moteur électrique est modélisé par deux poutres coaxiales de longueurs égales avec un diamètre égal à celui de l'arbre d'entraînement du moteur et joignant les deux surfaces A1 et A2, une masse concentrée ayant la valeur de la masse du moteur et celles des deux moments d'inertie I_{xx} et I_{yy} est ajoutée au point de jonction des deux poutres.

La valeur de la masse du moteur est tout simplement déterminée par pesée, les valeurs des deux moments d'inertie sont déterminées par balancement. Le tableau VII récapitule les valeurs de la masse et des moments d'inertie qui ont été utilisées dans les simulations.

Tableau VII

Valeurs de la masse et des moments d'inertie du moteur

Masse du moteur électrique	3,855 kg
Moment d'inertie I_{xx}	4,14 kg m ²
Moment d'inertie I_{yy}	1,01 kg m ²

La méthode du balancement est utilisée pour mesurer le moment d'inertie d'un système mécanique quelconque. Considérons le pendule composé de masse m représenté sur la figure 38.

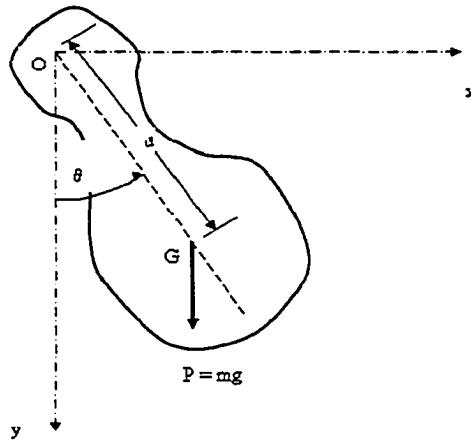


Figure 38 Un pendule composé

Son moment d'inertie par rapport au centre de rotation 'O' est noté J_O et son moment d'inertie par rapport à son centre de gravité 'G' est noté J_G . Nous savons que la relation entre J_O et J_G est donnée par :

$$J_G = J_O + m * d^2 \quad (5.1)$$

Où d est la distance entre le centre de rotation et le centre de gravité.

L'expression de la pulsation naturelle du pendule composé dans le cas des petites oscillations autour de 'O' est donnée par

$$\omega_n = \sqrt{\frac{mgd}{J_O}} \quad (5.2)$$

Nous savons aussi que la pulsation naturelle est reliée à la période T par :

$$\omega_n = \frac{2\pi}{T} \quad (5.3)$$

Les valeurs de la masse du pendule et de la distance d entre G et O étant faciles à identifier, il suffit simplement de mesurer la période des oscillations T pour pouvoir calculer J_O . Après cela, la valeur de J_G est déduite à partir de l'équation (5.1)

5.3.3 Rattachement du modèle à l'embase

L'ensemble constitué par le moteur électrique et son support est assemblé à l'embase en deux étapes. La première consiste à emboîter deux pattes appartenant à la partie avant du support dans deux trous demi-circulaires appliqués dans l'embase. La deuxième étape consiste à visser la partie arrière du support à une encoche prévue à cet effet sur l'embase. Les figures 39 et 40 présentent des détails relatifs à l'assemblage du moteur à l'embase.

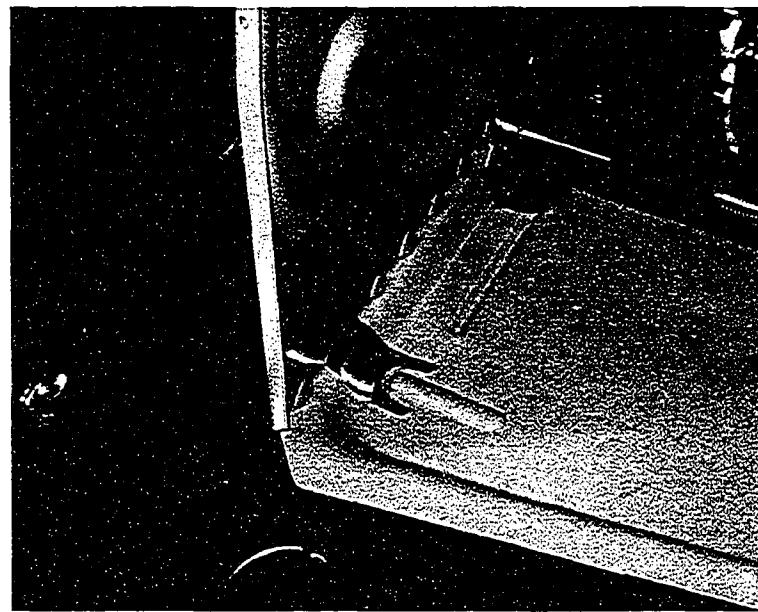


Figure 39 Mode d'assemblage du moteur électrique à l'embase

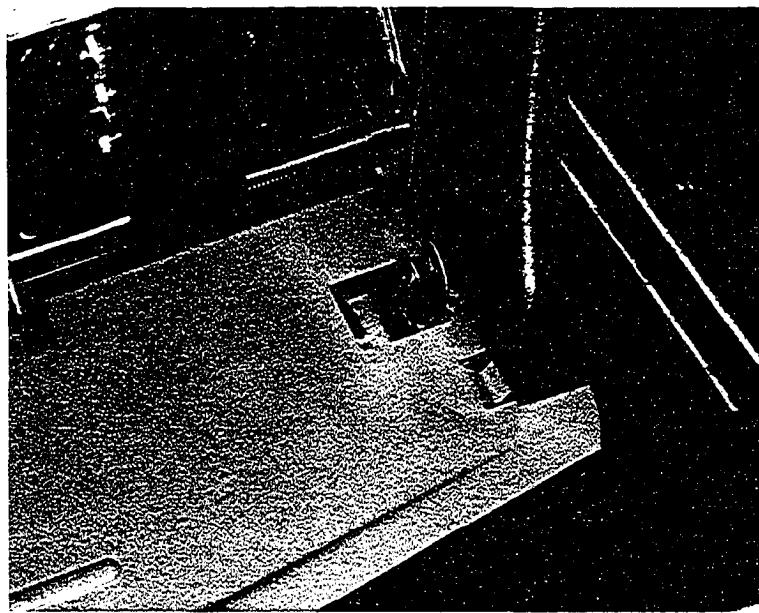


Figure 40 Encoche servant à relier le moteur électrique à l'embase

La partie avant du support est reliée à la partie latérale de l'embase par l'intermédiaire de quatre vis. Entre ces deux parties vient s'intercaler la pièce en plastique qui sert de logement au ventilateur et de système d'échappement de l'air. Nous avons évité d'ajouter trop de détails à la fois au modèle. Nous nous sommes limités donc à modéliser uniquement les quatre vis par des poutres de sections circulaires ayant les mêmes dimensions transversales des vis.

Sur le modèle par éléments finis, le support est placé à une distance égale à 1 mm au dessus de l'embase, il n'est pas donc collé à l'embase. La jonction entre les deux est modélisée par un couplage dynamique incluant tous les degrés de liberté des noeuds appartenant au support et à l'embase aux mêmes endroits que sur le modèle physique. La figure 41 montre le support du moteur électrique rattaché à l'embase.

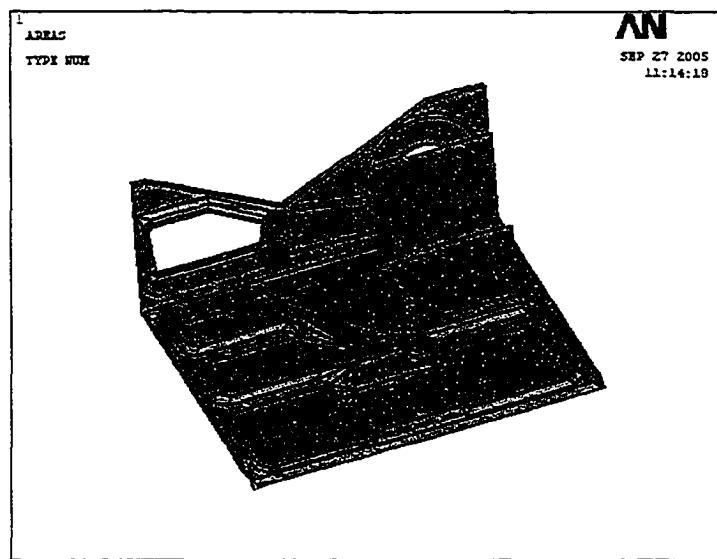


Figure 41 Support du moteur électrique rattaché à l'embase

La figure 42 montre le couplage dynamique des nœuds (en vert) appartenant à l'embase et au support ainsi que la modélisation du moteur électrique par un élément masse se trouvant entre deux poutres.

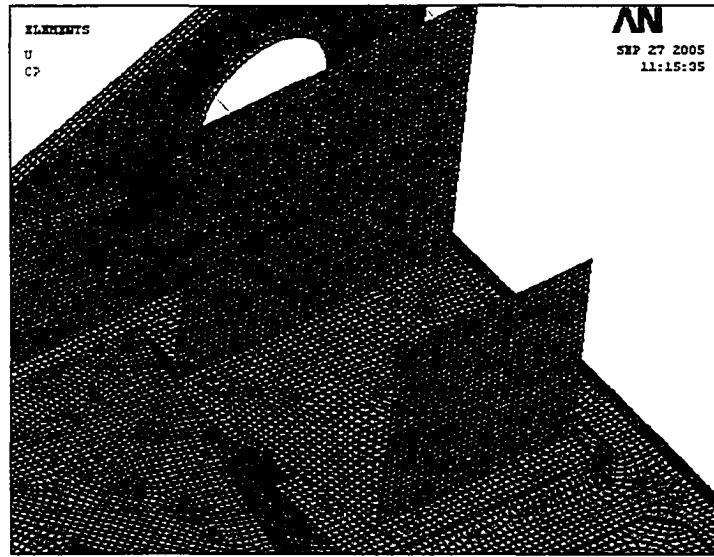


Figure 42 Couplage dynamique entre l'embase et la plaque support du moteur électrique

L'analyse modale par éléments finis du modèle du système embase-moteur est exécutée sous le logiciel Ansys pour le calcul des 20 premières fréquences naturelles. Nous avons utilisé les mêmes paramètres de simulation cités dans le chapitre 3.

5.4 Présentation des résultats, comparaison

5.4.1 Les fréquences naturelles et les amortissements

Le tableau VIII présente les résultats de la simulation du modèle par éléments finis ainsi que les fréquences naturelles mesurées. A titre comparatif, le calcul de l'erreur pour chaque cas nous montre l'écart entre les résultats trouvés par chaque méthode. Les correspondances entre les modes calculés par les deux méthodes ont été établies en comparant les déformées modales.

Tableau VIII

Comparaison des résultats de la simulation avec les mesures, étude de l'ensemble
embase-moteur

Ordre	Fréquences naturelles (Hz) Mesures.	Fréquences naturelles (Hz) Modèle numérique	Erreur (%)	Coefficients d'amortissement
1	14,46	15,98	9,55 %	8,86
2	31,125	35,28	11,77 %	6,84
3	54,25	58	6,46 %	3,93
4	68	71,66	5,1 %	4,71
5	99,53	95,13	-4,62 %	2,28
6	130,84	140,85	7,1 %	1,80
7	148,31	146,66	-0,98 %	1,92
8	192,46	197,01	2,3 %	1,03
9	221,87	228,97	3,1 %	0,94
10	232,75	230,78	-0,85 %	1,07

En comparant ces résultats à ceux de l'embase seule (voir chapitre 3), on peut facilement remarquer l'apparition d'une fréquence naturelle basse à 14,46 Hz due au rajout du moteur électrique. On peut identifier une fréquence naturelle proche de la fréquence de rotation du moteur (31,12 Hz) et on remarque l'apparition de deux fréquences naturelles autour de 60 Hz : 54,25 Hz et 68 Hz.

5.4.2 Les déformées modales

Nous présentons dans ce qui suit, les déformées modales obtenues par simulation numérique comparées à celles obtenues par mesures et ce pour certains modes, les autres comparaisons sont présentées à l'annexe 5.

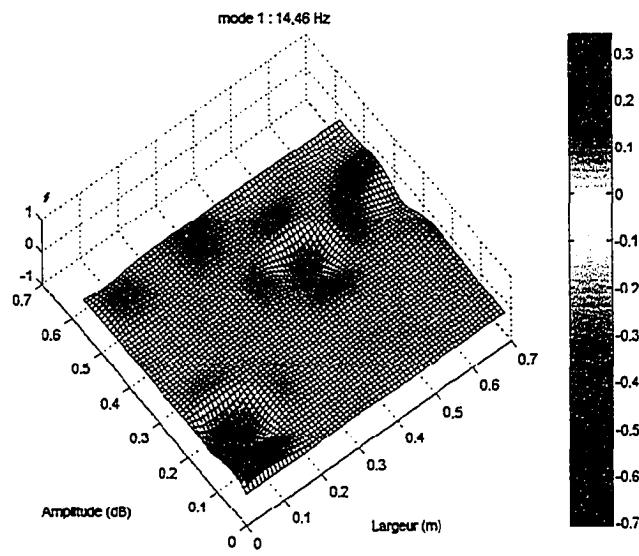


Figure 43 Le premier mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 14,46 Hz

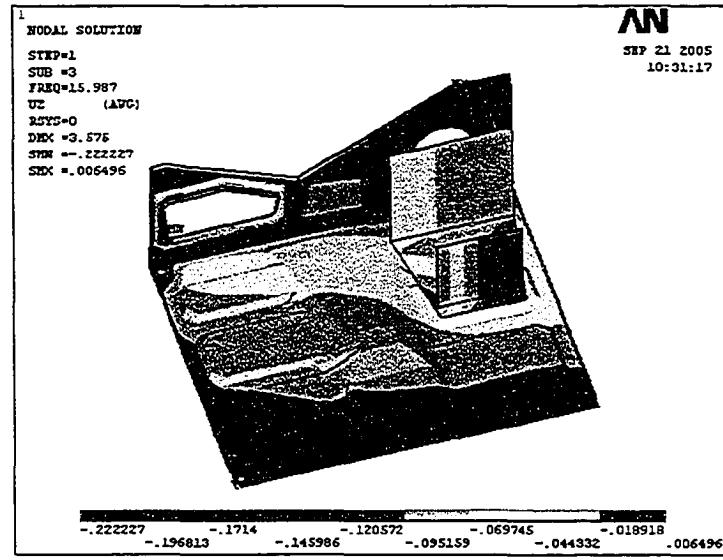


Figure 44 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le premier mode à 15,98 Hz

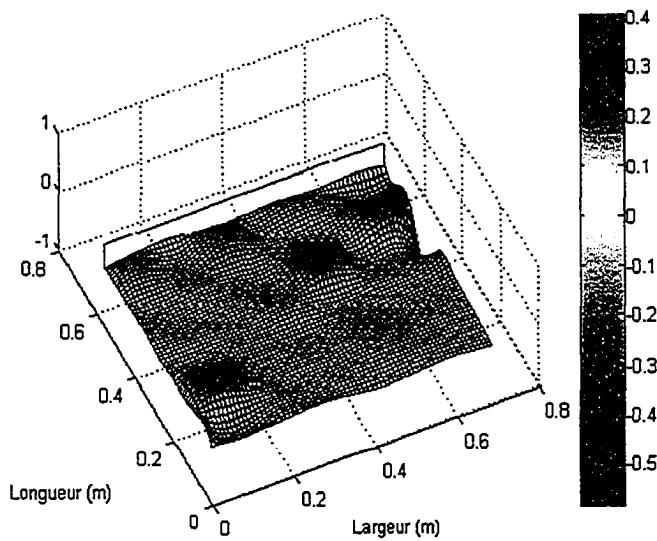


Figure 45 Le second mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 31,12 Hz

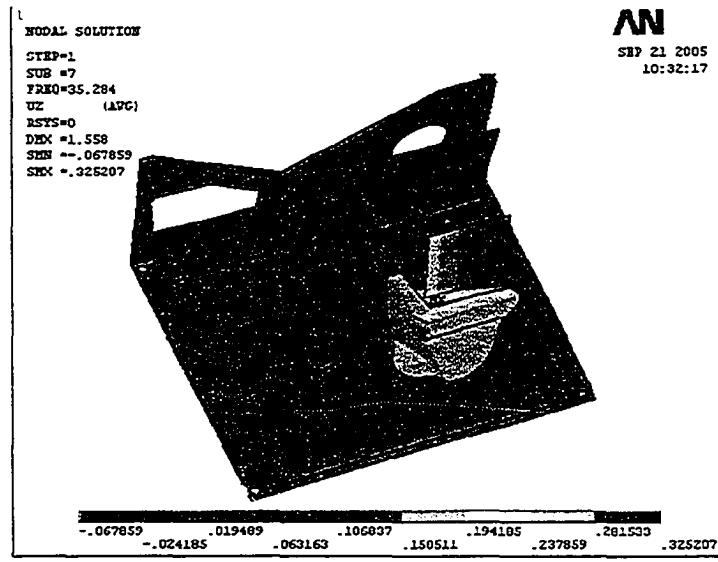


Figure 46 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le second mode à 35,28 Hz

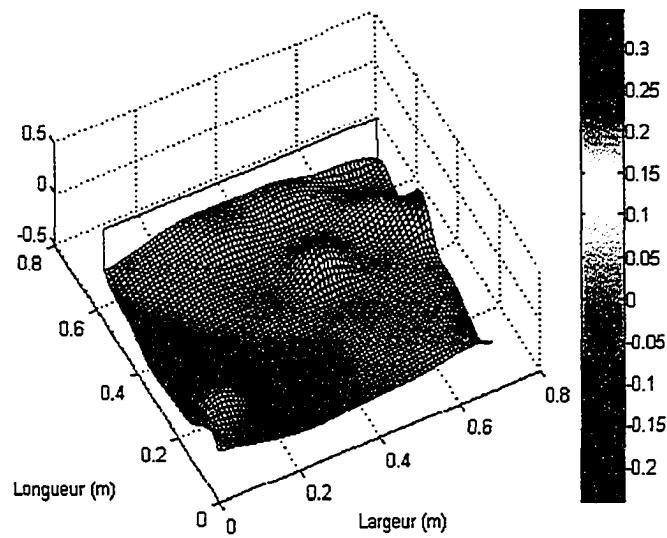


Figure 47 Le troisième mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 54,25 Hz

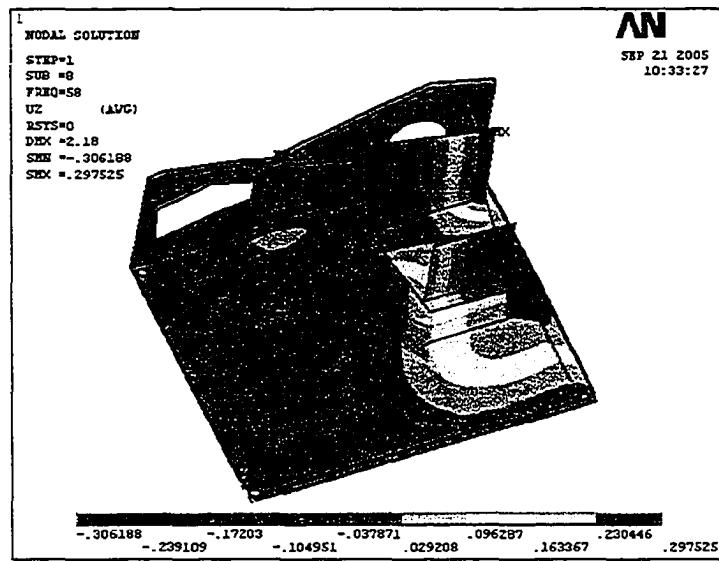


Figure 48 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le troisième mode à 58 Hz

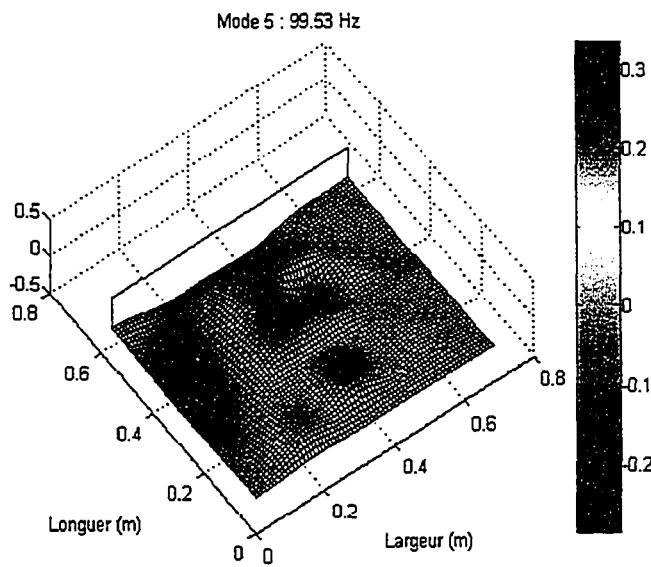


Figure 49 Le cinquième mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 99, 53 Hz

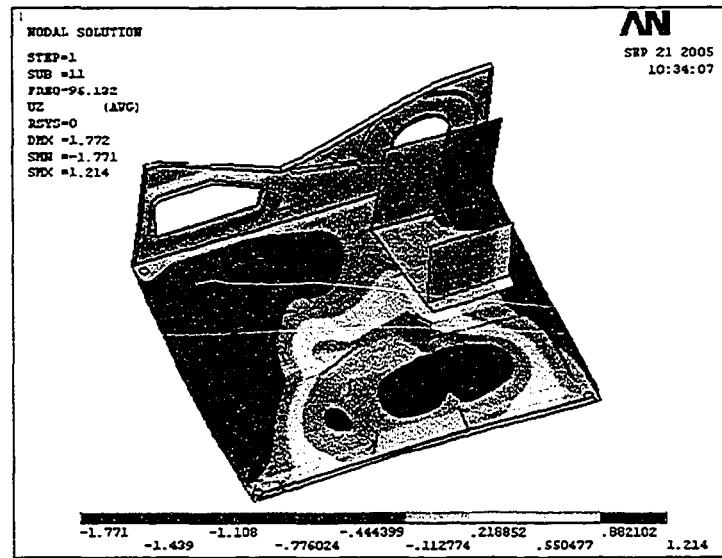


Figure 50 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le cinquième mode à 95,13 Hz

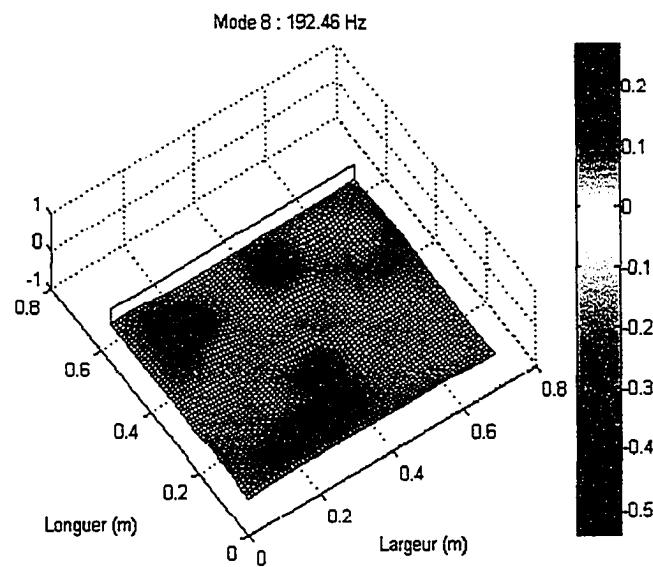


Figure 51 Le mode expérimental # 8 de l'ensemble embase-moteur à 192,46 Hz

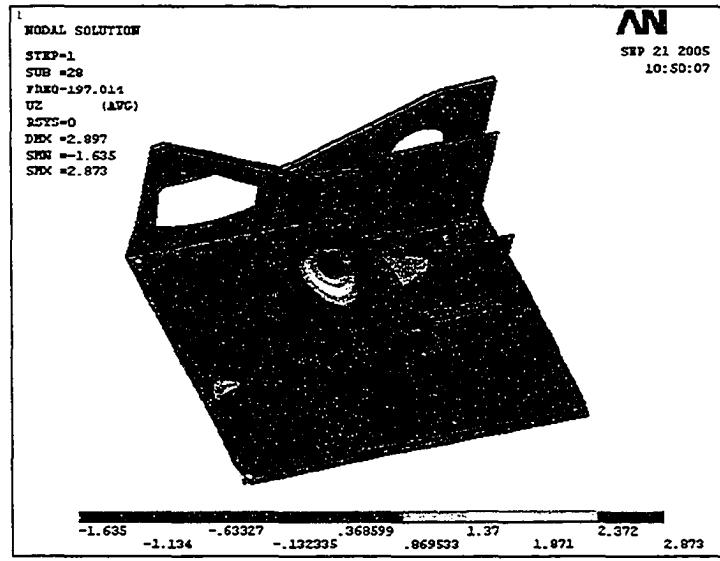


Figure 52 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur. Le mode # 8 à 197,01 Hz

5.5 Conclusion

Nous avons effectué une analyse modale expérimentale sur l'ensemble formé du moteur électrique assemblé à l'embase. Les résultats nous ont permis d'extraire les fréquences naturelles, les amortissement modaux et de tracer les déformées modales. Un simple modèle par éléments finis du moteur électrique basé sur une description géométrique simple ainsi que sur certaines de ses caractéristiques physiques (masse et moments d'inerties) a été construit et rattaché au modèle de l'embase déjà créé. La comparaison, basée sur l'observation des déformées modales, des résultats de sa simulation pour une analyse modale avec celles obtenues par voie expérimentale nous ont permis de recalier le modèle numérique et de le valider.

CHAPITRE 6

ÉTUDE DU SYSTÈME COMPLET, PRÉSENTATION DES NOUVELLES CONCEPTIONS

6.1 Introduction

Dans l'étape précédente, nous avons effectué une analyse modale expérimentale sur l'ensemble formé par l'embase et le moteur électrique afin de pouvoir identifier ses caractéristiques vibratoires. Pour modéliser numériquement l'effet que possède le moteur électrique sur l'embase, nous avons créé un simple modèle numérique du moteur électrique que nous avons rattaché à celui de l'embase précédemment construit. Les résultats expérimentaux ont été utilisés pour recaler le modèle par éléments finis.

Dans cette étape, nous allons commencer par effectuer une analyse modale expérimentale sur l'embase après lui avoir rattaché les autres pièces de la structure. Nous allons aussi établir un modèle par éléments finis du système au complet en utilisant ce qui a été construit dans les étapes précédentes i.e. le modèle de l'ensemble embase-moteur auquel nous allons rajouter des modélisations simples des autres parties (panneaux latéraux, parties avant et arrière) incluant le moins possible de détails géométriques. L'effet de la pièce en plastique, servant de logement au ventilateur et de système d'échappement d'air, sera modélisé par un couplage entre deux ensembles de nœuds appartenant aux parties que la pièce en plastique relie. La validation de ce modèle est basée sur la comparaison des résultats de sa simulation pour une analyse modale à ceux obtenus de l'analyse modale expérimentale. La difficulté majeure dans la construction du modèle par éléments finis réside dans l'assemblage des différentes parties au modèle de l'embase. Plusieurs solutions étaient envisageables comme la modélisation de l'effet des différentes parties du système par des masses appliquées à l'embase ou bien l'ajustement des conditions aux frontières du contour de l'embase pour leur donner un comportement rigide ou encore la modélisation du système sous forme de

boîte. Ces propositions n'ont pas toutes permis de bien modéliser la dynamique du système.

6.2 Analyse modale expérimentale du système complet

6.2.1 La prise de mesures

Nous nous sommes servis des mêmes instruments de mesure (carte d'acquisition, capteur de force et accéléromètre) ainsi que des mêmes paramètres d'acquisition utilisés lors de l'étude expérimentale de l'embase et de l'ensemble embase-moteur pour effectuer l'analyse modale expérimentale de l'embase après lui avoir rattaché les autres parties (panneaux latéraux, parties avant et arrière ainsi que le logement du ventilateur)

Nous avons placé le système de telle sorte que nous puissions appliquer l'impact et prendre les mesures de la réponse en accélération par en dessous de l'embase sur les même points utilisés lors des étapes précédentes (au nombre de 77) afin de pouvoir éviter la partie horizontale du support du moteur électrique.

6.2.2 Extraction des fréquences naturelles et des amortissements

Les fréquences naturelles de l'embase, rattachée au système auquel elle appartient, ont été extraites à partir des fonctions de transfert précédemment enregistrées. Les amortissements modaux ont été calculés comme dans les chapitres précédents en utilisant la méthode de demi-puissance.

Les fréquences naturelles et les amortissements modaux correspondants ont été calculés en utilisant le programme Calcul_freqs.m comme étant les moyennes de valeurs

extraites sur plusieurs points de mesure (au nombre de 20) pour plus de précision. Les figures 53 et 54 représentent deux des fonctions de transfert utilisées pour extraire les fréquences naturelles, les amortissements et les déformées modales. La figure 53 montre les fréquences naturelles à basses fréquences et la figure 54 celles à hautes fréquences. Toutes ces valeurs vont être récapitulées plus loin dans le tableau IX et comparées à celles obtenues par simulation numérique du modèle par éléments finis du système.

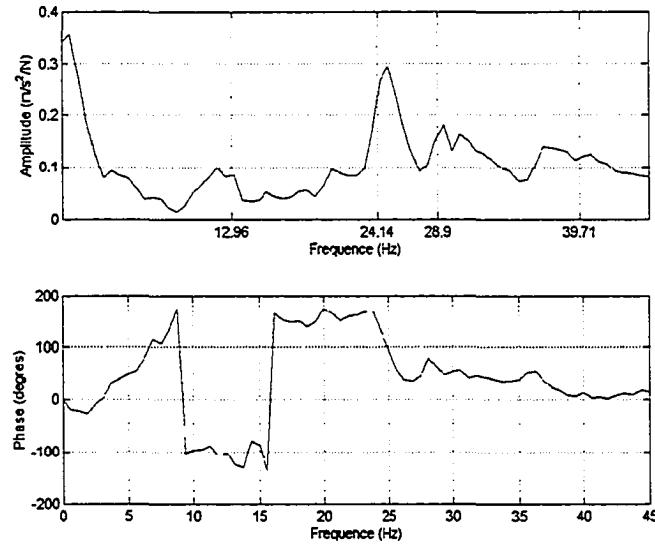


Figure 53 Étude expérimentale du système complet, amplitude de la fonction de transfert au point 6

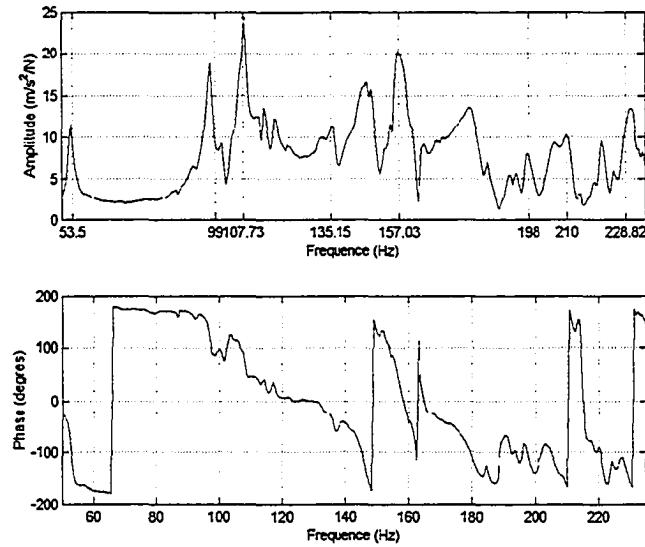


Figure 54 Étude expérimentale du système complet, amplitude de la fonction de transfert au point 41

6.2.3 Tracé des déformées modales

Pour extraire les modes propres et afficher les déformées modales du système complet, nous nous sommes servis du programme “modes_propres.m” utilisé dans les étapes précédentes. Les déformées modales vont être présentées plus loin et comparées à celles obtenues par simulation numérique du modèle par éléments finis de l’ensemble.

6.3 Le modèle par éléments finis du système complet

6.3.1 Mode d'assemblage des différentes parties du système

Nous avons vu dans le chapitre 3 que l'embase dispose de rebords équipés de trous de petits diamètres destinés à recevoir des vis afin de lui assembler les autres parties : les panneaux latéraux ainsi que les parties avant et arrière.

La première partie à être assemblée est la partie arrière dont son extrémité inférieure vient s'emboîter à l'extrémité arrière de l'embase par l'intermédiaire d'une série d'encoches appliquée sur les deux pièces. Ensuite chaque panneau latéral est assemblé à la partie arrière par l'intermédiaire de quatre vis et à l'embase par l'intermédiaire d'une seule. La dernière pièce à ajouter est la partie avant qui vient s'appuyer sur les deux pattes avant du système. Ensuite elle est vissée, en utilisant une vis de chaque côté, aux deux panneaux latéraux.

6.3.2 Construction géométrique du modèle

La difficulté majeure dans la construction du modèle par éléments finis du système complet fut la connexion des représentations géométriques de toutes les parties citées plus haut au modèle par éléments finis de l'embase créé précédemment. Nous avons insisté sur le fait que les représentations géométriques à ajouter doivent être les plus simples possibles nous permettant de bien modéliser leurs effets sur l'embase, car il ne faut pas perdre de vue que le but est de modifier la conception de l'embase.

Des représentations géométriques simples des panneaux latéraux ainsi que des parties avant et arrière ont été créées dans l'environnement graphique du logiciel Ansys. Plusieurs solutions étaient envisageables pour les connecter au modèle existant de

l'embase. Nous avons également voulu nous limiter à modéliser leurs effets sur l'embase comme étant un poids appliqué. Nous allons présenter certaines des solutions tentées ainsi que leurs défaillances afin de justifier la solution retenue.

6.3.2.1 Modélisation de l'effet du poids

Nous avons essayé de proposer une modélisation du système étudié n'incluant pas de représentations géométriques des panneaux latéraux ainsi que des parties avant et arrière mais seulement leurs effets comme étant une force égale au poids des différentes parties du système appliquée sur le contour de l'embase ainsi que sur sa partie latérale comme le montre la figure 55.

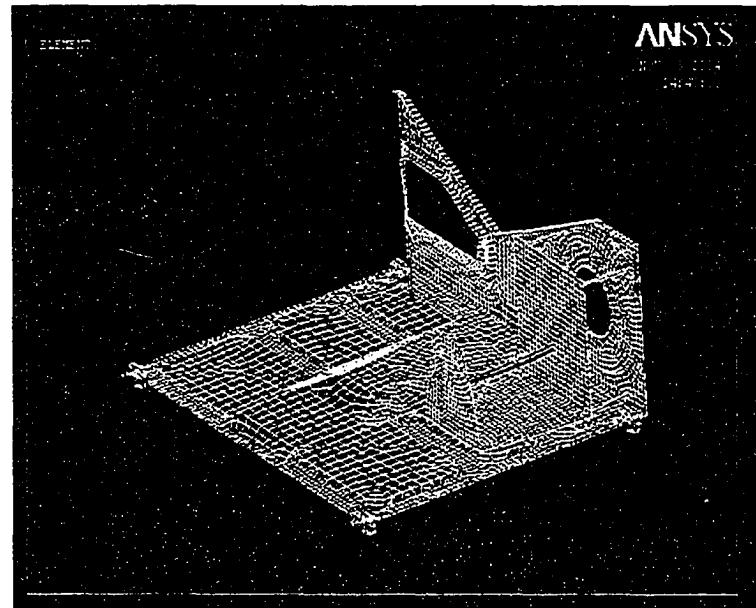


Figure 55 Modélisation du système complet prenant en compte l'effet du poids des autres parties

Une fois simulé par analyse modale, nous avons remarqué que les fréquences naturelles calculées étaient proches de celles mesurées. Cependant, après avoir observé les déformées modales, nous avons constaté que les bords de l'embase ont présenté de grandes amplitudes de déformation (puisque les forces sont appliquées dessus) contrairement aux résultats des mesures physiques où les bords de l'embase ne présentent pas d'amplitudes significatives. Les figures 56 et 57 montrent deux déformées modales qui correspondent à la fréquence de rotation du moteur et à sa première harmonique. Une modélisation à l'aide de masses et de raidisseurs positionnées sur tout le pourtour de l'embase aurait pu être envisagée afin de simplifier la modélisation, mais une modélisation complète incluant les faces a été préférée pour raison de précision et de réalisme..

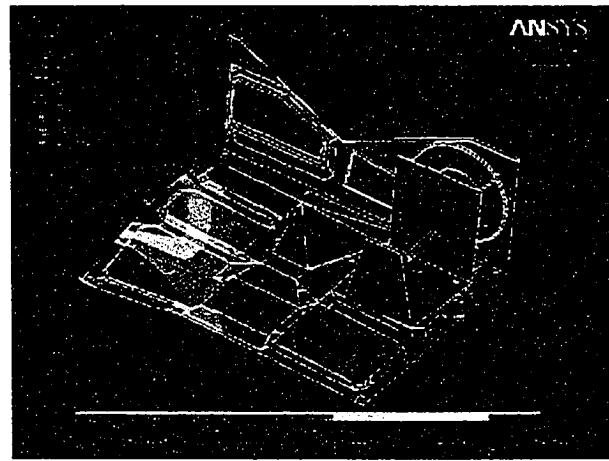


Figure 56 Modélisation de l'effet du poids, la déformée modale à 28,35 Hz

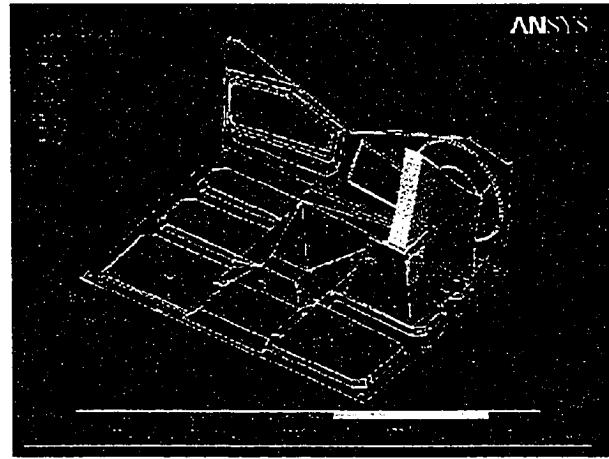


Figure 57 Modélisation de l'effet du poids, la déformée modale à 59,76 Hz

Cette lacune nous a obligé à abandonner ce modèle car nous n'avons pas voulu passer plus de temps à modifier les emplacements d'applications des forces ou appliquer des contraintes géométriques sur les bords de l'embase pour lui donner un comportement plus rigide.

6.3.2.2 Connexion des différentes parties utilisant des éléments de poutre

Cette modélisation inclue des représentations simples de toutes les parties du système. Nous avons voulu assurer les connexions entre elles aux mêmes points et de la même façon que dans le système physique à modéliser. Les différentes représentations géométriques sont donc disposées entre elles de telle sorte à laisser une certaine distance entre leurs rebords nous permettant d'ajouter des éléments poutre pour modéliser les connexions (une faible distance a été laissée car il est impossible d'utiliser des éléments poutre à longueurs nulles). Après avoir créé la géométrie du système et procédé à son maillage, les éléments poutre ont été ajoutés aux emplacements des vis d'assemblage.

D'emblée, cette modélisation est ‘coûteuse’ en terme de nombre d’éléments utilisés car le fait de se servir d’éléments poutre pour connecter les rebords des différentes parties (ayant une largeur de 10 mm) nécessite que des nœuds soient disposés au milieu de ces surfaces ce qui a conduit à l’utilisation d’un élément à faible dimension pour le maillage.

La simulation pour une analyse modale nous a permis de découvrir les défaillances du modèle numérique par éléments finis construit. Ces défaillances peuvent être résumés dans les points suivants :

- a. Dans l’intervalle de fréquence d’intérêt (de 0 jusqu’à 210 Hz), nous avons noté que certaines déformées modales présentent des modes rigides qui se caractérisent par des déplacements des différentes parties les unes par rapport aux autres comme le montre la figure 58.

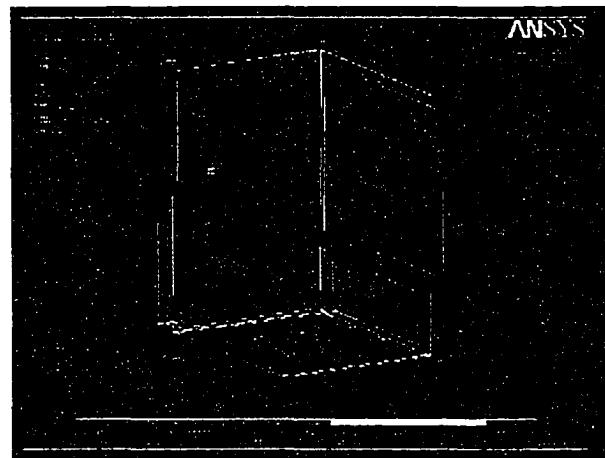


Figure 58 Connections utilisant des éléments poutre, un mode rigide dans l'intervalle de fréquence d'intérêt

b. Les rebords des différentes parties n'étant connectés entre eux que sur certains points ont présenté un comportement flexible dans l'intervalle de fréquence d'intérêt.

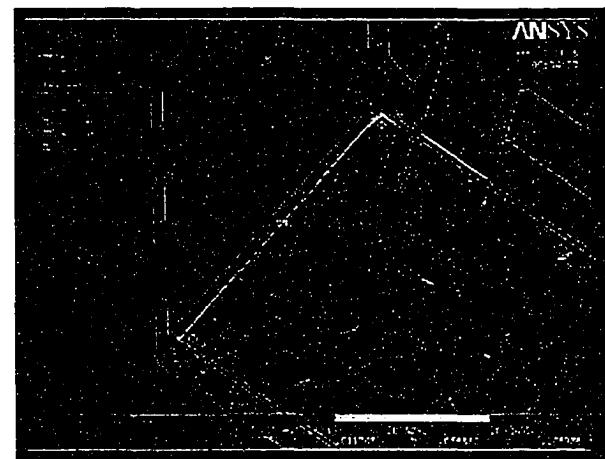


Figure 59 Connections utilisant des éléments poutre, le comportement flexible des rebords

c. Dans l'intervalle de fréquence d'intérêt, nous n'avons remarqué aucune déformée de l'embase. Il fallait donc simuler un très grand nombre de fréquences naturelles pour pouvoir observer quelques modes présentant des déformées de l'embase à des fréquences très élevées par rapport à l'intervalle d'intérêt.

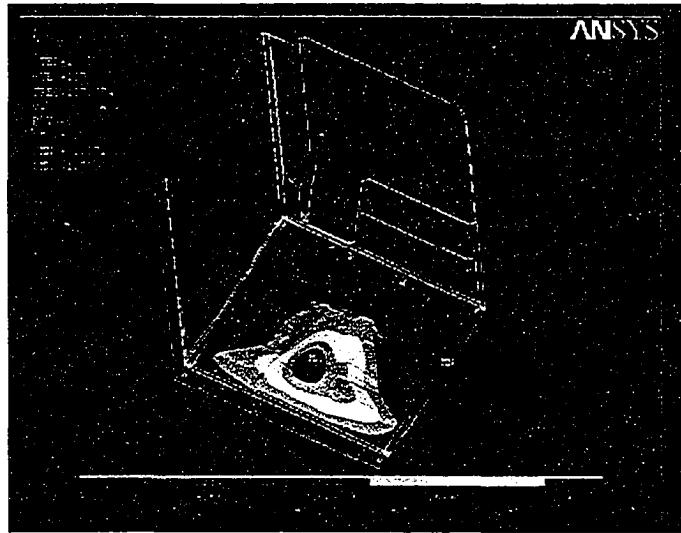


Figure 60 Connections utilisant des éléments poutre, une déformée de l'embase à haute fréquence (107 Hz)

Ces observations nous ont permis de constater que l'approche utilisée pour la connexion des différentes parties du système ne permettait pas de bien décrire sa dynamique.

6.3.2.3 Modélisation sous forme de boite

En nous basant sur les constatations dressées suite aux simulations des deux modèles proposés plus haut, nous avons voulu créer un nouveau modèle reflétant au mieux la dynamique du système et devant satisfaire les conditions suivantes :

- a. Le modèle doit contenir les représentations géométriques des différentes parties i.e. leurs effets ne sera pas modélisé par des forces appliquées.
- b. Les différentes parties doivent être assemblées entre elles de telle sorte que les rebords n'aient pas des déplacements relatifs les uns par rapport aux autres.

Ces deux conditions respectées feront que le contour de l'embase présentera un comportement rigide.

Nous avons donc considéré toutes les parties du système assemblées rigide pour pouvoir modéliser chaque paire de rebords comme étant une seule surface dont l'épaisseur est égale à la somme des épaisseurs des deux pièces assemblées (nous avons en fin de compte utilisé la même approche que pour la modélisation du support du moteur électrique, voir le chapitre 5). Les figures 61 et 62 montrent le modèle géométrique proposé du système ainsi qu'un détail de son modèle numérique par éléments finis pour mettre en évidence la différence d'épaisseurs.

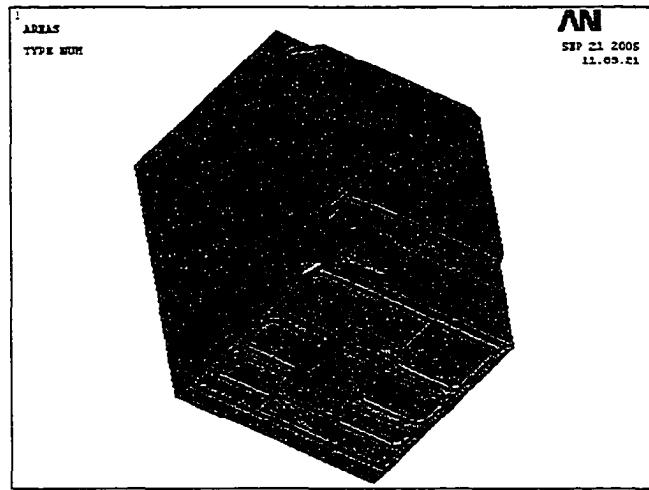


Figure 61 Modélisation sous forme de boîte, le modèle géométrique

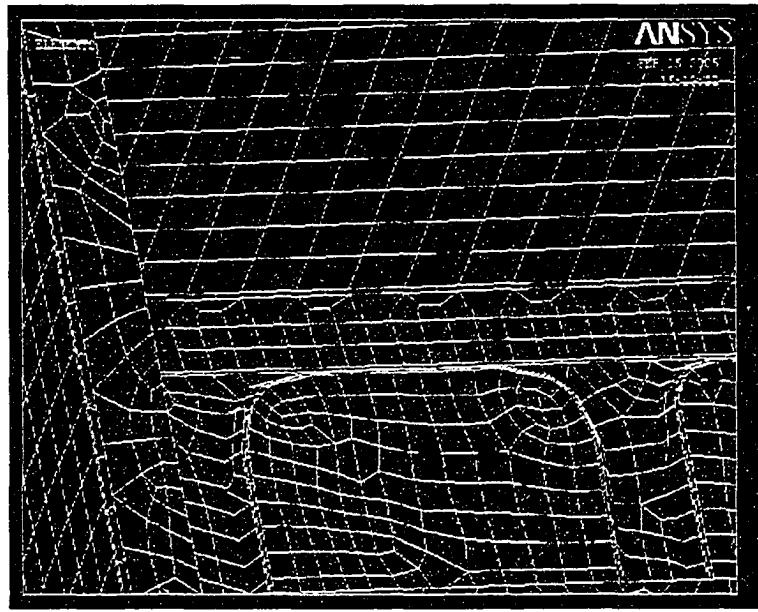


Figure 62 Modélisation sous forme de boîte, un détail de conception

La simulation de ce modèle pour une analyse harmonique a donné des résultats proches de ceux obtenus par mesure. La comparaison des résultats des deux approches va être présentée plus loin dans le chapitre. Nous allons donner dans ce qui suit des explications relatives aux autres détails de la modélisation proposée.

6.3.3 Couplage dynamique du support du moteur électrique au reste du système étudié

Dans le chapitre 5 lorsqu'il s'est agit de rattacher le modèle par éléments finis du moteur électrique à celui de l'embase pour étudier le comportement de l'ensemble embase-moteur, nous avons créé des couplages dynamiques aux points d'attache du support du moteur à l'embase. Dans cette étape, nous avons à inclure l'effet de la pièce en plastique servant de logement au ventilateur. Pour cela, nous avons créé un couplage dynamique entre deux ensembles de nœuds, chacun d'entre eux est disposé sur un cercle (car la pièce dont il faut modéliser l'effet, est circulaire). Le premier ensemble de nœuds se

situe sur la partie verticale du support du moteur électrique, le second sur la partie latérale de l'embase, comme le montre la figure 73 :

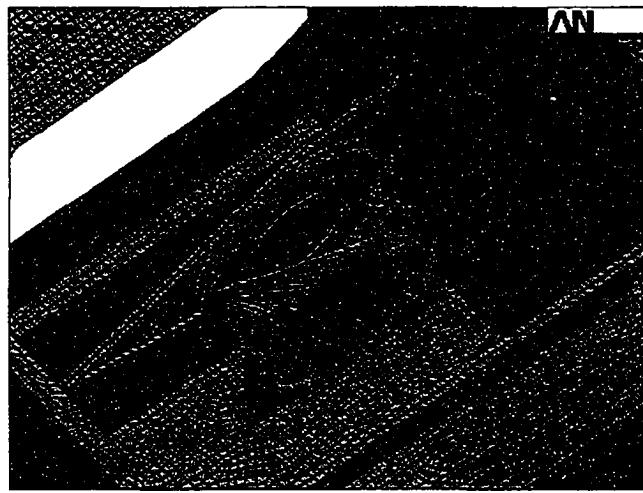


Figure 63 Modélisation sous forme de boîte, couplage dynamique pour modéliser le logement du ventilateur

L'analyse modale par éléments finis du modèle est exécutée sous le logiciel Ansys. Nous avons utilisé les mêmes paramètres de simulation cités dans le chapitre 3.

6.4 Présentation des résultats, comparaisons

6.4.1 Les fréquences naturelles et les amortissements

Le tableau IX présente les résultats de la simulation du modèle numérique par éléments finis retenu ainsi que les fréquences naturelles mesurées à titre comparatif. Le calcul de l'erreur pour chaque cas nous montre l'écart entre les résultats trouvés par chaque

méthode. Les correspondances entre les modes mesurés et ceux calculés par la méthode des éléments finis ont été établies en comparant les déformées modales.

Tableau IX

Comparaison des résultats de la simulation avec les mesures
pour l'étude du système complet

Ordre	Fréquences naturelles (Hz) Mesures	Fréquences naturelles (Hz) Modèle numérique	Erreur (%)	Coefficients d'amortissement
1	13	14	-5 %	2,7
2	24	21	13 %	1,7
3	29	33	-13 %	1,5
4	37	41	-13 %	1,5
5	54	60	-12 %	0,9
6	99	103	-4 %	0,5
7	108	115	-6 %	0,7
8	135	142	-5 %	0,9
9	157	161	-2 %	0,5
10	198	204	-3 %	0,3
11	208	208	0 %	0,3
12	229	233	-2 %	0,5

L'observation de ces résultats nous a permis d'identifier une fréquence naturelle proche de la fréquence de rotation du moteur : 29 Hz (33 Hz avec le modèle par éléments finis). La présence de cette fréquence est la cause du niveau vibratoire élevé de l'embase. Nous avons pu également identifier une fréquence naturelle proche de la première harmonique de la fréquence de rotation: 54 Hz (60 Hz avec le modèle par éléments finis).

6.4.2 Les déformées modales

Dans ce qui suit, nous présentons une comparaison entre les déformées modales obtenues par simulation numérique et celles obtenues par mesures pour les modes principaux (les modes correspondant à la fréquence de rotation et ses harmoniques) les autres déformées sont présentées à l'annexe 6.

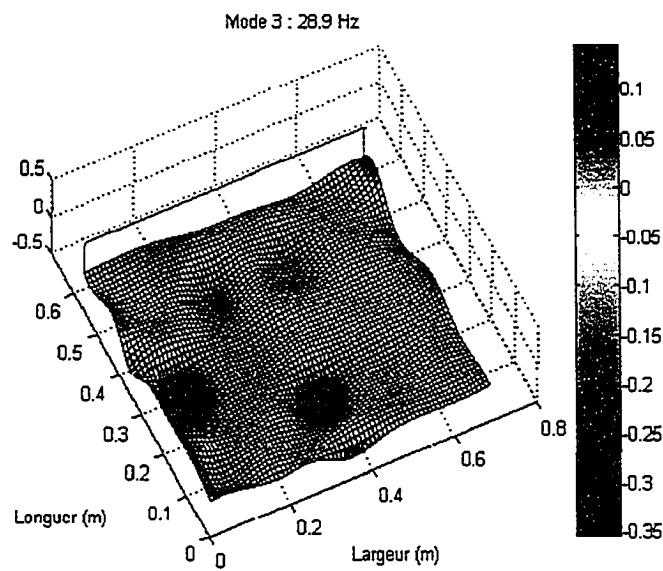


Figure 64 Le troisième mode expérimental du système complet à 28,9 Hz

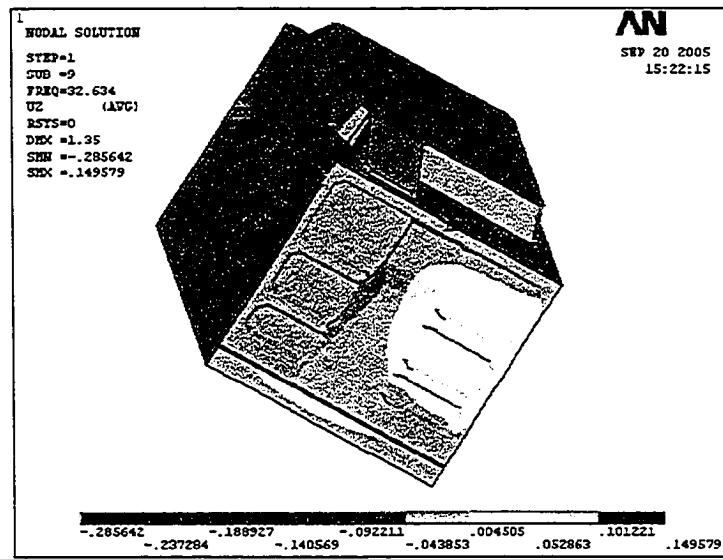


Figure 65 Analyse modale par éléments finis du système complet, le troisième mode à 32,63 Hz

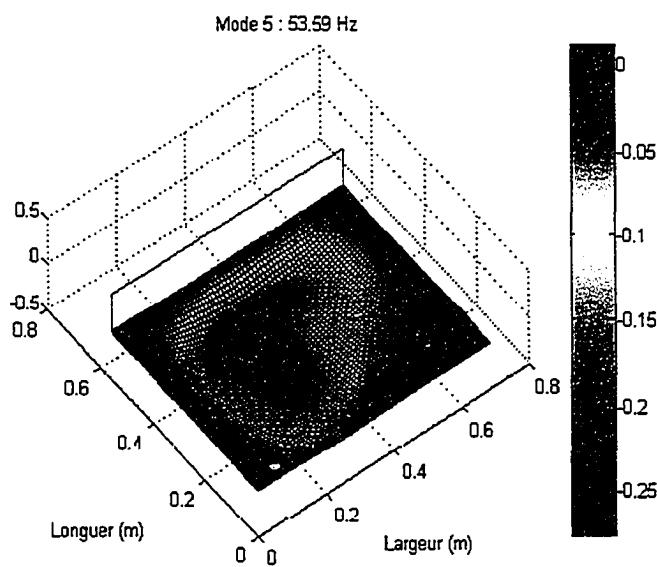


Figure 66 Le cinquième mode expérimental du système complet à 53,59 Hz

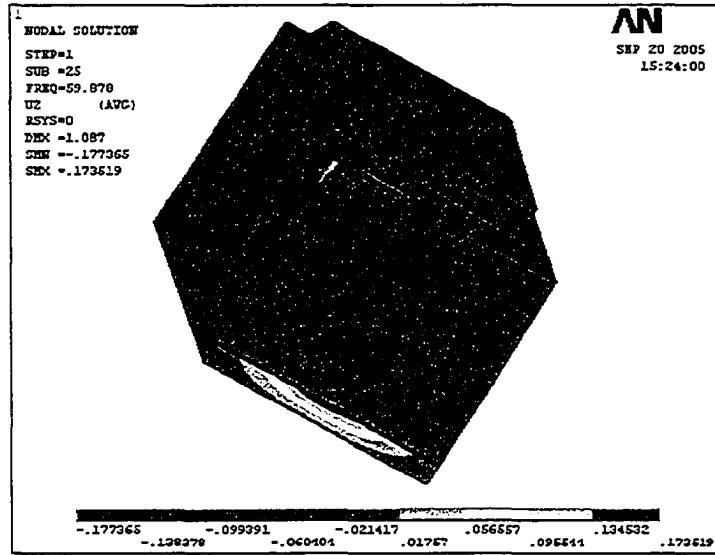


Figure 67 Analyse modale par éléments finis du système complet, le cinquième mode à 59,87 Hz

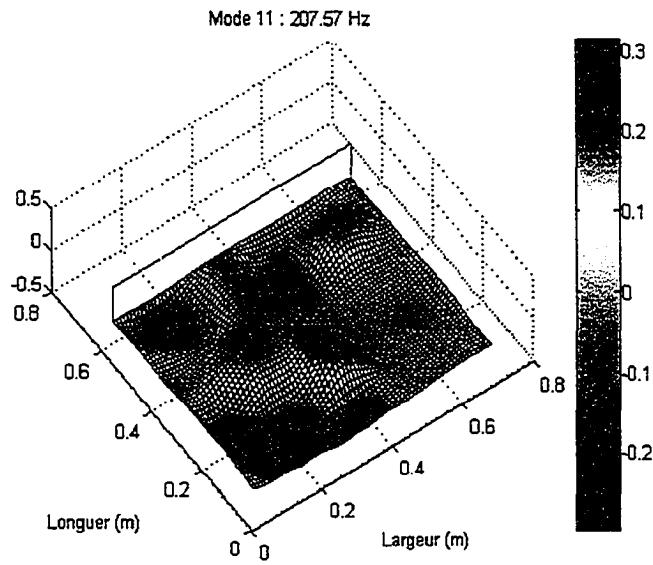


Figure 68 Le mode expérimental # 11 du système complet à 208 Hz

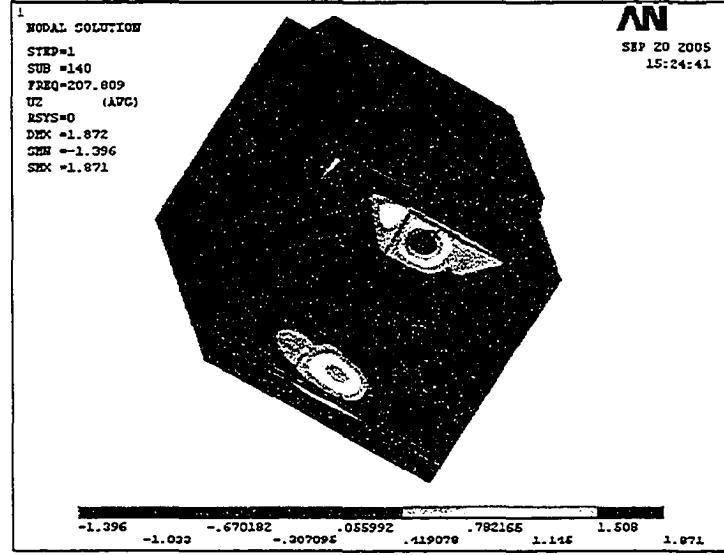


Figure 69 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 11 à 207,8 Hz

6.5 Les nouvelles conceptions proposées

Il a été entendu que la conception à proposer ne doit pas générer des coûts supplémentaires de production. Nous allons donc uniquement nous baser sur la modification de la forme de l'embase en vue de la rigidifier sans ajouter de matériaux viscoélastiques et sans modifier le mode d'assemblage du moteur à l'embase. Les modifications à apporter à la conception actuelle seront basées sur l'observation de ses déformées modales aux fréquences d'intérêt. Avant de présenter les conceptions proposées, il convient d'abord de parler des 'points faibles' de la conception actuelle.

6.5.1 Les points faibles de la conception actuelle

Sur les déformées modales issues des trois études faites sur le système (sur l'embase seule, sur l'ensemble embase-moteur puis sur le système complet), nous avons procédé à l'observation des emplacements des ventres aux fréquences d'intérêt. Ceci nous a permis de déceler les points faibles de la conception actuelle et de décider sur les modifications à lui apporter. Nous avons ainsi constaté qu'il sera nécessaire de modifier la taille et la forme de certaines surfaces et d'ajouter quelques renforcements à l'embase pour améliorer son comportement vibratoire.

Nous avons constaté que la surface oblique, présente au milieu de l'embase, par sa géométrie plane et ses grandes dimensions, contribue à éléver le niveau vibratoire de l'embase car elle a présenté des ventres pour plusieurs modes propres. Le même phénomène a été constaté pour les embosses de formes carrées (au nombre de trois sur chaque coté de l'embase), leurs dimensions et le fait qu'elles sont dépourvues de tout renforcement a fait qu'elles ont présentées, elles aussi, des ventres et ce dans plusieurs modes propres.

Le mode de connexion des surfaces citées plus haut engendre lui aussi une défaillance. Le fait de connecter la grande surface oblique au milieu de l'embase aux embosses planes par les deux surfaces latérales obliques, a provoqué la création de mode de flexion planes dans lesquels la déformation se fait autour du plan médian de l'embase. Les deux surfaces obliques latérales ont donc affaibli l'embase.

Nous avons donc décidé de supprimer les deux surfaces obliques latérales et de les remplacer par deux nervures qui feront le long de l'embase. La grande surface oblique au milieu de l'embase sera supprimée et remplacée par des surfaces planes séparées par des nervures. Il sera également très important de renforcer toutes les embosses car nous avons noté de grandes amplitudes de vibrations à leurs centres.

6.5.2 Présentation des nouvelles conceptions

Dans cette étape nous allons créer quatre nouvelles conceptions de l'embase. Chacune d'entre elles comprendra des détails géométriques différents pour que nous puissions juger l'amélioration du comportement vibratoire apportée par chaque version. Nous donnons dans ce qui suit une description de chaque version.

6.5.2.1 La version longue

Le premier modèle à être évalué présente une version longue de l'embase courante. Il a donc été conçu dans le même esprit en ce qui concerne la disposition et la proportion occupée par chaque forme géométrique. Nous avons cependant considéré quatre embosses horizontales sur chaque côté de l'embase. Ce modèle va simplement nous permettre d'étudier l'effet du rallongement de l'embase sur son comportement vibratoire. La figure 70 montre la version longue.

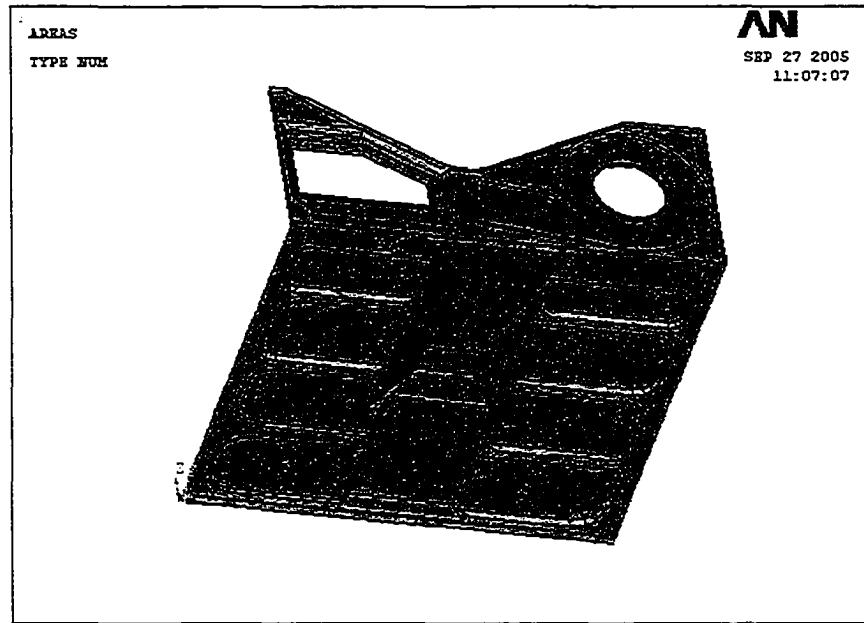


Figure 70 La version longue

6.5.2.2 La version avec croisillons

Puisque nous avons noté de grandes amplitudes de vibration sur les embosses ainsi que sur la surface oblique au milieu de l'embase, alors nous avons ajouté des croisillons sur toutes ces surfaces pour les renforcer. Nous avons cependant mis juste trois embosses sur chaque coté comme le montre la figure 71.

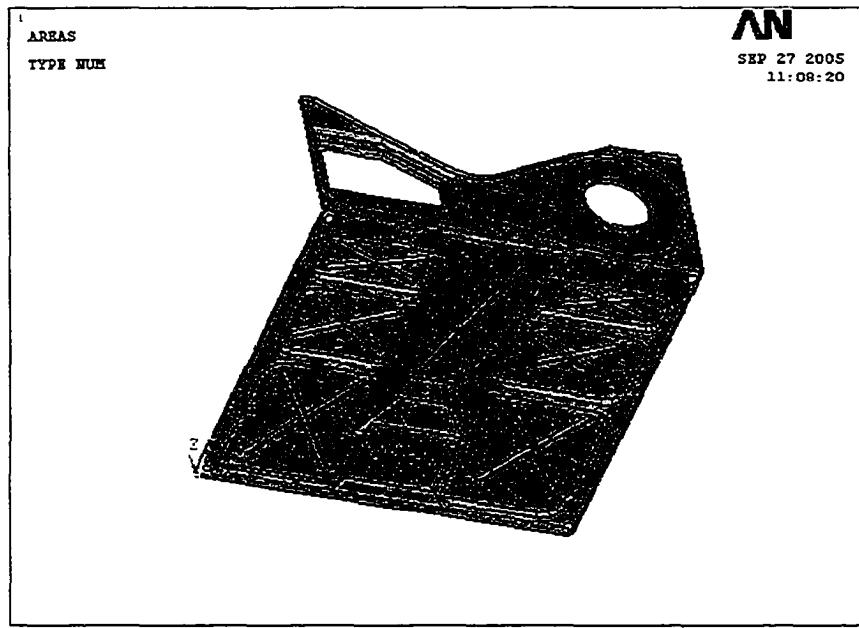


Figure 71 La version à croisillons

6.5.2.3 La nouvelle version

La troisième version présente un changement significatif par rapport au modèle actuel. Nous avons remplacé les deux surfaces obliques latérales par deux nervures faisant le long de l'embase. La grande surface oblique au milieu de l'embase est remplacée par des petites surfaces planes séparées par des nervures transversales. Nous avons aussi placé quatre embosses de chaque côté de l'embase comme le montre la figure 72.

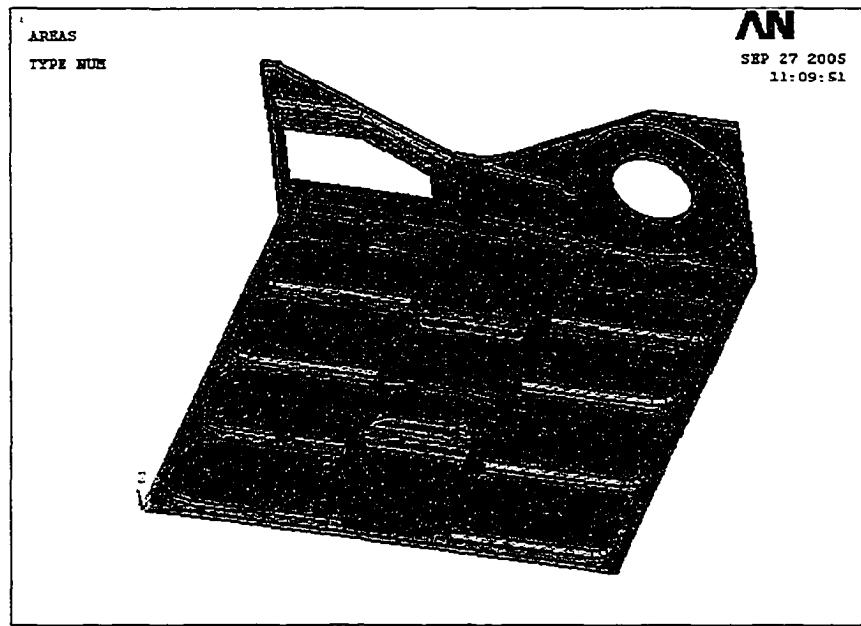


Figure 72 La nouvelle version

6.5.2.4 La nouvelle version avec ponts de renforcement

La quatrième conception est directement inspirée de la troisième. Nous avons voulu augmenter la rigidité en ajoutant un pont de renforcement entre chaque paire d'embosses successives. Ceci aurait comme effet de limiter la flexion transversale. Les ponts de renforcement ajoutés possèdent une hauteur inférieure à celle des embosses. La figure 73 montre la quatrième conception proposée.

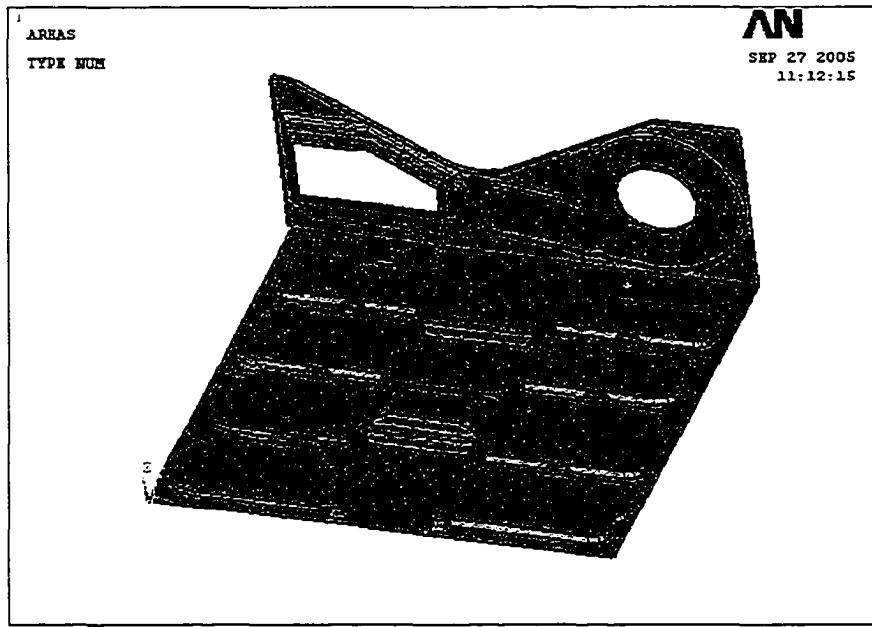


Figure 73 La version avec ponts de renforcement

6.6 Conclusion

La construction du modèle numérique par éléments finis du système complet a pris plusieurs itérations. La comparaison basée sur l'observation des déformées modales obtenues par analyse modale expérimentale avec les résultats de la simulation du modèle numérique proposé nous a permis d'ajuster ce dernier successivement.

L'observation des déformées modales obtenues nous a permis de dresser des constatations finales en identifiant les 'points faibles' de la conception actuelle. Nous avons donc pu décider des modifications à apporter et proposer quatre conceptions comportant des détails géométriques différents pour pouvoir observer leurs contributions

à l'amélioration du comportement vibratoire de l'embase. Le prochain chapitre sera consacré à l'étude et à la comparaison des différentes conceptions proposées.

CHAPITRE 7

CHOIX DE LA MÉTHODE D'ANALYSE HARMONIQUE DU SYSTÈME

7.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons donner des brefs aperçus sur les méthodes numériques de simulation disponibles dans le logiciel Ansys en vue de calculer la réponse de notre système due à une excitation multi fréquentielle. La capacité de l'application de chaque méthode dans l'étude de notre cas sera discutée en fonction de son aptitude à générer la forme d'excitation voulue et le temps nécessaire que durera chaque simulation. Pour la méthode de simulation retenue, nous allons expliquer la démarche adoptée pour le calcul des paramètres de l'excitation qui sera utilisé plus loin dans l'évaluation des différentes conceptions proposées.

7.2 Choix de la méthode d'analyse dynamique

7.2.1 But escompté de l'analyse

Nous cherchons à utiliser une ou des méthodes de simulation numérique disponibles dans le logiciel Ansys nous permettant de reproduire au mieux l'excitation induite par le moteur électrique puis de calculer la réponse à cette excitation pour chaque modèle numérique par éléments finis des conceptions proposées.

7.2.2 Les méthodes disponibles pour le calcul de la réponse dynamique d'un système

Trois méthodes de résolution dynamiques ont été investiguées, soit, la réponse transitoire, la réponse spectrale et l'analyse harmonique.

- Le logiciel Ansys offre, dans le cas de l'analyse transitoire, la possibilité de générer une excitation sous forme de signal temporel dans lequel l'entrée (ce qui va être appliqué au système) peut être une force, une accélération, un déplacement,...etc. Il y a la possibilité de définir plusieurs fonctions de base comme un échelon ou une rampe ou plusieurs combinaisons des deux.
- Une analyse spectrale permet de définir et d'appliquer une excitation aléatoire décrite par son contenu fréquentiel.
- Une analyse harmonique, quant à elle, permet d'appliquer une force harmonique d'une amplitude constante et à une fréquence d'excitation unique et un taux d'amortissement unique. Il est possible aussi de balayer cette fréquence d'excitation sur un intervalle de fréquences prédéfini.

Comme on le voit, aucune de ces méthodes n'est vraiment appropriée pour calculer la réponse à une excitation harmonique multi fréquentielle pour un système présentant des amortissements différents à chaque mode. Dans ce qui suit, nous allons donner un aperçu de chacune de ces méthodes, suivi d'une discussion de la possibilité d'adaptation de chacune d'entre elles à l'analyse envisagée.

7.2.2.1 L'analyse transitoire

Ce type d'analyse est utilisé pour calculer la réponse d'une structure sous l'action d'un chargement décrit par une fonction du temps. L'équation du mouvement à résoudre pour une analyse dynamique transitoire est la suivante :

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (7.1)$$

Où

$[M]$ est la matrice masse;

$[C]$ est la matrice de l'amortissement;

$[K]$ est la matrice de la raideur;

$\{\ddot{u}\}$ est le vecteur accélération;

$\{\dot{u}\}$ est le vecteur vitesse;

$\{u\}$ est le vecteur des déplacements;

$F(t)$ est le vecteur qui représente le chargement.

À chaque instant t , ce système d'équations est résolu en tenant compte des termes $[M]\{\ddot{u}\}$ qui représentent l'inertie et $[C]\{\dot{u}\}$ qui représentent les forces dues à l'amortissement. Cette méthode est coûteuse en temps et en ressources informatiques. Pour pouvoir simuler notre système pour une analyse transitoire il faut accomplir les étapes suivantes :

- Disposer de la description de la force d'excitation ou du déplacement (de l'accélération) transmis à l'embase en fonction du temps, paramètres qu'il est possible de mesurer, mais dont il n'est pas évident d'en trouver la fonction.
- La génération, sur Ansys, d'une fonction du temps qui décrit la forme de l'excitation choisie est d'une grande difficulté. Le signal à générer est d'une forme complexe car il comporte plusieurs fréquences.

Tous les exemples desquels nous aurions pu nous inspirer décrivent la création de fonctions de formes très simples comportant uniquement des combinaisons d'échelons et de rampes. Nous avons tout de même appliqué un impact à notre système pour observer que le temps d'exécution de la simulation est très grand (car le modèle numérique par éléments finis comporte plus de 20 000 éléments)

Le fait qu'il n'est pas évident d'estimer l'excitation appliquée au système et la difficulté extrême à générer un signal complexe sur le logiciel Ansys ainsi que le temps que pourrait prendre une telle simulation nous ont poussé à abandonner l'utilisation d'une analyse transitoire.

7.2.2.2 L'analyse spectrale

Dans une analyse spectrale, les résultats d'une analyse modale faite au préalable sont utilisés combinés à un spectre (qui est une représentation graphique décrivant le contenu fréquentiel de l'excitation) connu pour calculer les déplacement et les contraintes du modèle étudié. Une analyse spectrale est utilisée pour calculer la réponse d'une structure à une excitation aléatoire comme par exemple un tremblement de terre, l'effet du vent ou de vagues.

L'excitation dans notre cas n'est pas aléatoire mais harmonique, elle est due à la rotation du moteur électrique. De plus, comme dans le cas de l'analyse transitoire, une difficulté se pose quant à la modélisation du contenu fréquentiel de l'excitation représentant un contenu fréquentiel mesuré. Ceci nous a obligé d'écartier l'utilisation de l'analyse spectrale.

7.2.2.3 L'analyse harmonique

Une analyse harmonique permet d'évaluer la réponse vibratoire due à une excitation harmonique comprenant une seule fréquence d'excitation pour modéliser un système présentant un taux d'amortissement unique. C'est une technique utilisée pour calculer la réponse en régime permanent de systèmes linéaires sous l'action d'un chargement (dont l'amplitude est constante) qui varie d'une façon sinusoïdale dans le temps. Une utilisation de l'analyse harmonique consiste à calculer la réponse (généralement sous forme de déplacement) à une force harmonique dont la fréquence d'excitation couvre un intervalle donné pour ainsi calculer la réponse en fonction de la fréquence (FRF), qui est comparable à la réponse obtenue d'une analyse modale expérimentale.

7.3 La méthode employée

L'analyse harmonique par éléments finis semble offrir les outils pouvant être adaptés pour évaluer puis appliquer l'excitation produite par le moteur électrique comme étant un ensemble de forces dynamiques appliquées à des fréquences discrètes égales à la fréquence de rotation du moteur et ses harmoniques.

Le problème majeur quant à l'application de l'analyse harmonique sur les différents modèles numériques par éléments finis s'est situé au niveau de la connaissance des valeurs des forces dynamiques d'excitation. Ces forces n'étant pas connues, nous ne disposons d'aucun moyen pour les mesurer directement sur le moteur électrique. Il y a juste leur effet, sous forme de réponse vibratoire qui peut être mesuré. Nous avons donc décidé d'utiliser le modèle numérique par éléments finis dont nous disposons pour déterminer des forces dynamiques équivalentes d'excitation en nous basant sur l'unique paramètre que nous pouvons mesurer : la réponse vibratoire. Nous avons d'abord déterminé par voie expérimentale l'endroit sur l'embase ayant la valeur efficace

maximale de la réponse vibratoire. Nous nous sommes ensuite servi du modèle numérique pour évaluer le spectre de la réponse au même endroit, ceci nous a permis de déduire les valeurs des forces dynamiques d'excitation. Il fallait aussi poser une hypothèse quant aux valeurs des amortissements à associer aux fréquences d'excitation : nous avons décidé de considérer l'amortissement modal associé au mode le plus proche de la fréquence d'excitation considérée.

Pour l'application des forces dynamiques équivalentes à des fréquences d'excitation distinctes, nous avons supposé que les modes excités sont entièrement découplés i.e. l'excitation d'un mode donné n'implique pas l'excitation d'un autre.

7.4 Détermination de la force dynamique d'excitation

Nous avons justifié plus haut l'utilisation de l'analyse harmonique pour des fréquences d'excitation discrètes pour évaluer les différentes conceptions. Nous allons dans ce qui suit expliquer les étapes du calcul des paramètres de l'excitation (l'amplitude des forces dynamiques à la fréquence de rotation du moteur et à ses harmoniques) qui vont être utilisées pour les simulations à venir.

- Une analyse harmonique expérimentale sera exécutée sur le système pour mesurer la réponse sur un nombre de points couvrant la totalité de la partie horizontale de l'embase. Les endroits jugés les plus appropriés seront choisis en fonction de la présence de ventres sur les différentes déformées modales expérimentales. La valeur efficace (RMS) des spectres mesurés aux différents endroits a été le critère pour pouvoir identifier lequel d'entre eux présente le niveau vibratoire le plus élevé. La valeur RMS calculée à partir des amplitudes fréquentielles $x(f)$ est définie comme suit :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^n x^2(f)} \quad (7.2)$$

Où n est le nombre de fréquences considérées dans une plage donnée.

- b. Après avoir identifié expérimentalement le point ayant l'amplitude maximale, nous avons calculé au même endroit sur le modèle numérique du système actuel, la réponse due à une excitation avec une force arbitraire constante à chaque fréquence d'intérêt (30 Hz et ses sept premières harmoniques). Puisque l'analyse harmonique ne permet de calculer la réponse qu'à une seule fréquence, cette étape a du être répétée pour toutes les fréquences contenues dans le spectre d'excitation. Cette procédure nous a permis de modifier le taux d'amortissement de la structure à chaque fréquence d'excitation en sélectionnant le taux d'amortissement de la résonance voisine de la fréquence d'excitation
- c. Nous avons ensuite comparé la réponse mesurée avec celle calculée pour déduire la valeur de la force à chaque fréquence.

Dans ce qui suit, nous allons expliquer en détail les étapes de travail.

7.4.1 Détermination de l'endroit d'amplitude maximale

Comme nous avons expliqué plus haut, le but de l'analyse harmonique expérimentale est de trouver le point sur l'embase ayant le niveau vibratoire le plus élevé afin d'ajuster la représentation numérique de l'excitation. Pour cela nous avons considéré un ensemble de points sur la partie horizontale de l'embase sur lesquels nous avons relevé la réponse vibratoire lorsque le moteur électrique est en marche. Ces points ont été choisis en fonction de la présence de ventres sur les différentes déformées modales. La figure 74 montre les emplacements des points de mesure.

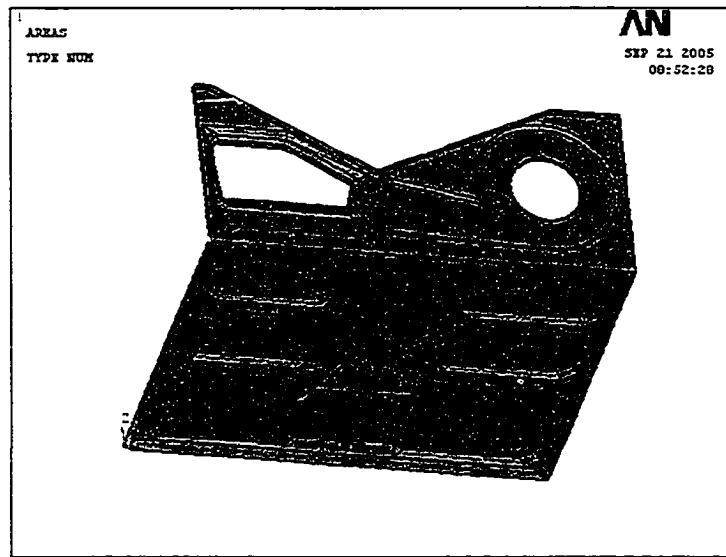


Figure 74 Emplacements des points de mesure pour l'analyse harmonique expérimentale

Pour la prise de mesure, nous avons pris les paramètres d'acquisition résumés dans le tableau X.

Tableau X

Les paramètres d'acquisition pour l'analyse harmonique expérimentale
du système complet

Plage de fréquence	200 Hz
Nombre de points	2048
Précision en fréquence	0,25
Nombre de moyennes	5
Mode du trigger	Free Run
Fenêtre de la réponse	Hanning

Pour identifier le point ayant le niveau vibratoire le plus élevé, nous avons calculé les valeurs RMS à partir des spectres fréquentiels des réponses en déplacement enregistrées dans la gamme de fréquence analysée. Cette méthode permet de déterminer le niveau efficace d'un signal dans une plage de fréquence prédéfinie. Nous avons évité de calculer les valeurs RMS à partir des réponses dans le domaine temporel car ceci pouvait nous amener à dresser des constatations fausses à cause, par exemple, de la présence de pics additionnels de grandes amplitudes, provenant d'autres fréquences. Il faut noter que les réponses en déplacement utilisées ont été obtenues par double intégration des réponses en accélération enregistrées.

La comparaison des valeurs RMS calculées nous a permis d'identifier le point #1 (voir la figure 74) comme ayant le niveau vibratoire le plus élevé. Ceci est tout à fait normal puisque cet endroit est proche de la fixation du moteur qui génère la vibration.

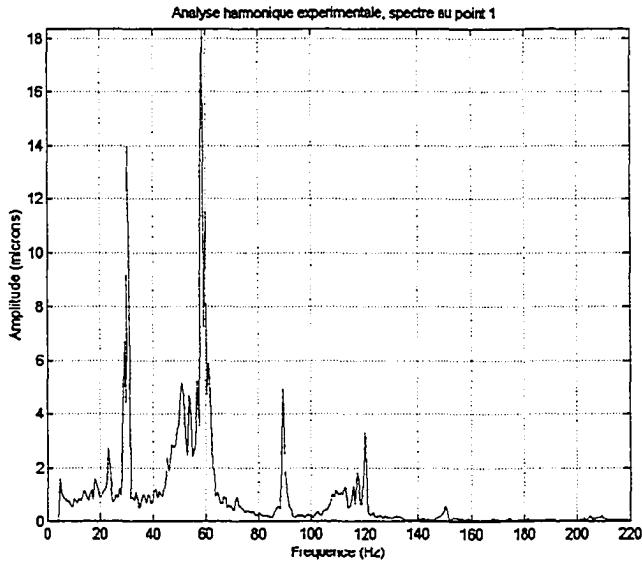


Figure 75 Le spectre de la réponse au point # 1

Nous pouvons remarquer sur ce graphique que l'amplitude de la réponse à 60 Hz est plus grande que celle à 30 Hz. Ceci est probablement du à la présence de la fréquence naturelle du moteur électrique à 60 Hz identifiée dans le chapitre 4.

Nous avons voulu ensuite chercher si le point identifié appartient à un ventre qui correspond à l'un des modes propres identifiés dans le chapitre 5. Nous avons trouvé que ce point appartient en même temps aux ventres identifiés sur le troisième (32 Hz) et cinquième mode (59 Hz) comme le montrent les figures 76 et 77 où le point en question est repéré par un cercle rouge.

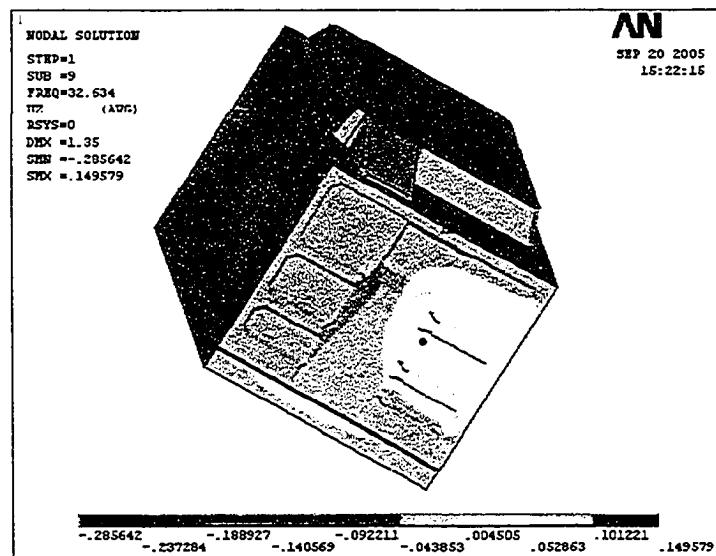


Figure 76 Emplacement du point d'amplitude maximale sur le troisième mode à 32 Hz

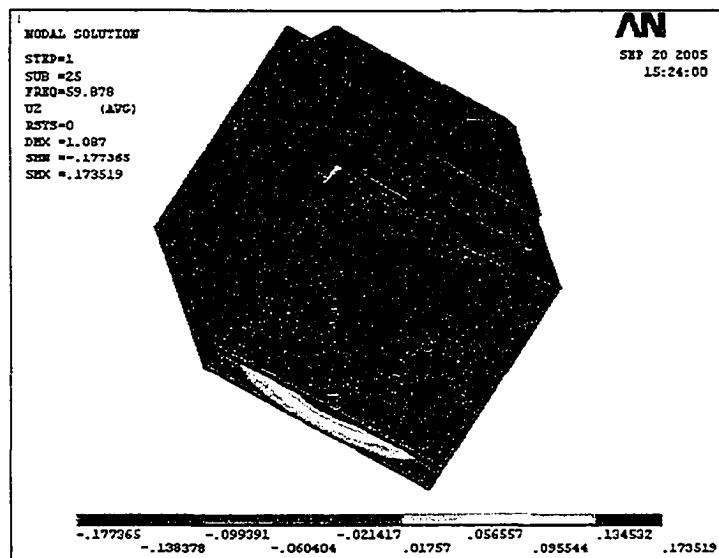


Figure 77 Emplacement du point d'amplitude maximale sur le cinquième mode à 59 Hz

7.4.2 Calcul de la réponse due à une force arbitraire constante

Nous allons maintenant calculer la réponse harmonique par éléments finis du système actuel. Ne connaissant pas la force d'excitation réelle, nous avons appliqué une force d'amplitude quelconque afin de calculer la réponse correspondante et ainsi calibrer l'amplitude de la force d'excitation d'après la réponse mesurée. La réponse qui va être relevée au même point 1 identifié comme ayant le niveau vibratoire le plus élevé, sera due à l'excitation par une force dynamique arbitraire constante de 10 N. la force va être appliquée sur l'axe de rotation du moteur comme le montre la figure 78.

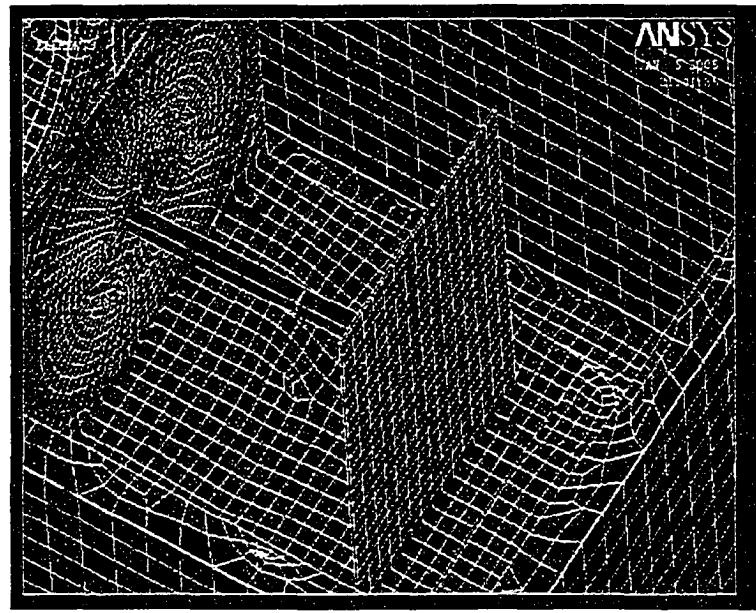


Figure 78 La force dynamique appliquée sur le modèle numérique du système

Les fréquences d'application de la force d'excitation sont discrètes et égales à la fréquence de rotation du moteur et à ses harmoniques. La force d'excitation va donc être appliquée à des fréquences distinctes. Après la fin de chaque simulation, nous relèverons la réponse au point d'intérêt. Les amortissements que nous avons associés à chaque fréquence d'excitation sont ceux extraits à partir de l'analyse modale expérimentale du système complet. La figure 79 montre le spectre de la réponse obtenue.

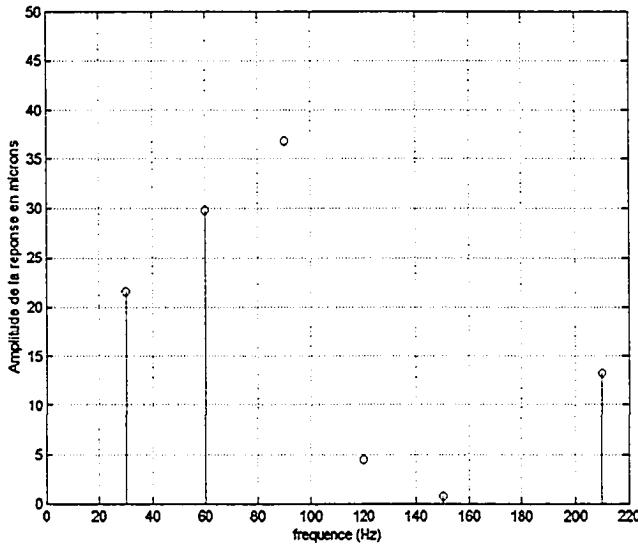


Figure 79 Le spectre de la réponse due à l'excitation du modèle numérique avec une force arbitraire constante de 10 N

Nous pouvons facilement remarquer que la forme du spectre est très différente de celui mesuré car la valeur de la force utilisée est arbitraire et est la même pour toute les fréquences. Dans la prochaine étape nous allons comparer les deux réponses (mesurée et calculée) pour extraire les valeurs des forces dynamique à chaque fréquence d'excitation.

7.4.3 Le calcul de la force dynamique d'excitation

Dans cette dernière étape, nous allons comparer les valeurs de la réponse mesurée à celle calculée pour chaque fréquence d'excitation afin de déduire les forces dynamiques d'excitation. Nous allons répondre à la question suivante : quelle est la force à appliquer à une fréquence d'excitation donnée sur le modèle numérique qui nous permettra d'avoir une réponse vibratoire égale à celle mesurée. Nous allons tous simplement appliquer la règle de trois comme suit :

21,57 μm (réponse calculée) $\rightarrow 10 \text{ N}$

14 μm (réponse mesurée) $\rightarrow ?$

Le tableau XI récapitule les amplitudes mesurées à chaque fréquence d'excitation ainsi que celles calculées sur le modèle numérique. Il donne ensuite les valeurs des forces dynamiques équivalentes d'excitation déduites avec les amortissements associés.

Tableau XI
Les forces dynamiques équivalentes d'excitation

Fréquence (Hz)	Facteur d'amortissement	Amplitudes mesurées (microns)	Amplitudes calculées avec une force égale à 10 N (microns)	Forces dynamiques
30	0,015	14	21,57	6,49
60	0,009	18	29,8	6,04
90	0,005	5	36,82	1,35
120	0,009	4	4,55	8,79
150	0,005	0,5	0,75	6,66
210	0,003	0,2	13,28	0,15

Nous n'avons pas considéré la fréquence d'excitation à 180 Hz car les amplitudes des réponses mesurées à cette fréquence sont très basses. Ces forces sont dynamiques, elles dépendent du point de mesure, de l'amplification dynamique et des amortissements modaux utilisés pour calculer les réponses sur le modèle numérique par éléments finis. Les valeurs des forces dynamiques pour les fréquences à 30 Hz, 60 Hz et 150 Hz sont

presque égales, celles à 120Hz est largement supérieure (il ne faut pas oublier le couple pulsé du moteur électrique à 120 Hz). Les valeurs de la force à 90 Hz et à 210 Hz sont inférieures aux autres. La figure 80 montre le spectre des forces dynamiques équivalentes :

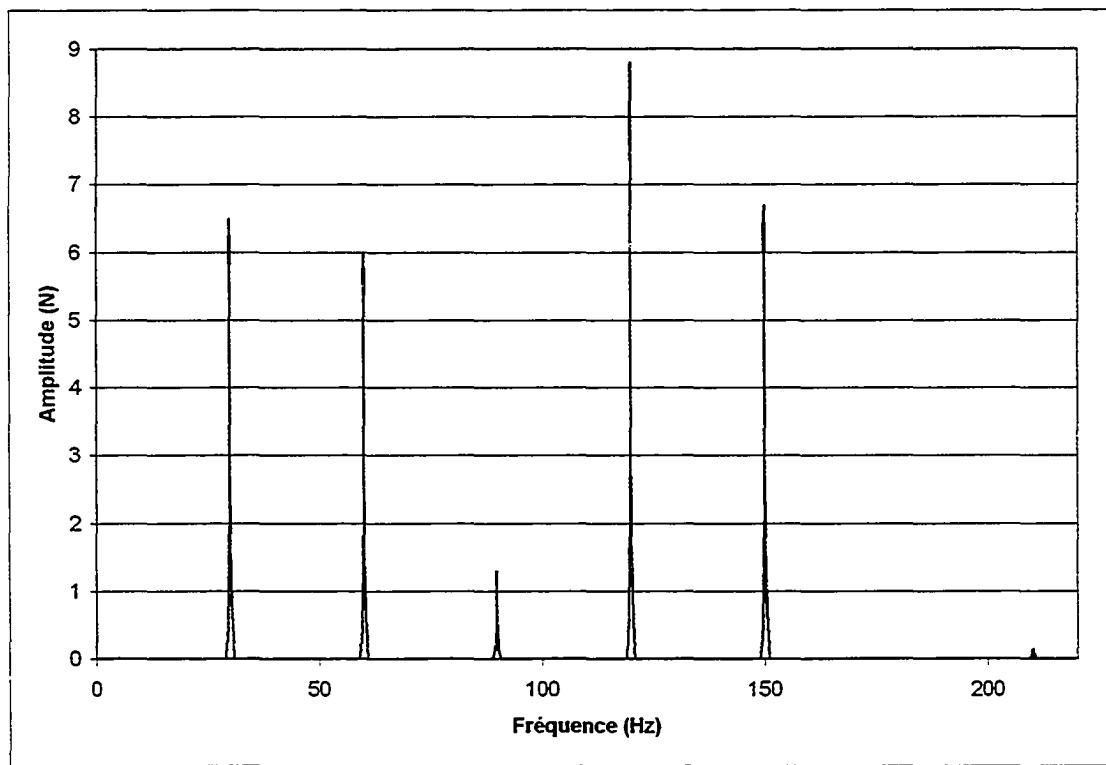


Figure 80 Spectre des forces dynamiques équivalentes

7.5 Conclusion

Le travail effectué dans ce chapitre nous a permis de passer en revue les méthodes de simulation disponibles dans le logiciel Ansys. Nous avons pu exposer brièvement chacune d'entre elles en discutant son aptitude à traiter le problème posé. Nous avons conclu qu'il faut utiliser une analyse harmonique avec quelques améliorations des outils

qu'elle offre pour l'adapter à la forme de l'excitation présente dans le système étudié. Les paramètres de l'excitation (les forces dynamiques aux fréquences d'excitation) ont été ainsi calculés pour les utiliser dans la simulation des différentes conceptions proposées.

CHAPITRE 8

ÉTUDE DES DIFFÉRENTES CONCEPTIONS

8.1 Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons pu identifier les causes du niveau vibratoire élevé du système étudié ainsi que les points faibles de la conception actuelle de l'embase. Ceci nous a permis de proposer quatre conceptions possibles d'une nouvelle embase avec des détails géométriques différents. Dans le chapitre 7, nous avons évalué les paramètres de l'excitation à appliquer pour simuler les conceptions proposées pour des analyses harmoniques en vue de les évaluer et les comparer.

Dans le présent chapitre nous allons faire une analyse modale et une analyse harmonique sur chaque conception. Les résultats des analyses harmoniques vont servir pour comparer les conceptions entre elles et pour les classer par 'ordre de mérite' selon un critère qui sera expliqué plus loin. Nous avons remarqué que certains détails de conception présents sur des modèles 'moins cotés' ont contribué à améliorer leurs comportements vibratoires. Ceci nous a incité à proposer une cinquième conception comportant une synthèse des 'points forts' présents dans les quatre conceptions précédentes. Cette dernière conception a été analysée, elle aussi, à l'aide des analyses modales et harmoniques dont les résultats seront comparées à ceux obtenus précédemment pour les quatre conceptions proposées.

8.2 Le critère de comparaison

Les modèles des nouvelles conceptions de l'embase proposées dans le chapitre 6 vont être assemblées aux représentations géométriques des autres parties du système (les

parties avant et arrière, les panneaux latéraux et le moteur électrique). Ceci a pour but de créer des modèles numériques par éléments finis du système complet basés sur chacune des nouvelles conceptions à évaluer.

Chacun des modèles numériques créé va subir une analyse modale et une analyse harmonique. L'analyse modale nous permettra d'observer les déformées modales aux fréquences propres proches de la fréquence de rotation du moteur et ses harmoniques pour avoir une idée sur les améliorations apportées par chaque géométrie proposée.

La détermination de la meilleure conception parmi les quatre proposées sera basée sur l'analyse harmonique dans laquelle nous calculerons les déplacements de l'embase dus à l'excitation multi fréquentielle évaluée dans le chapitre 6. Ces déplacements seront comparés à ceux mesurés sur le système actuel (pour identifier le point ayant le maximum d'amplitude)

Chaque force dynamique est appliquée à la fréquence qui lui correspond pour relever les réponses sur chaque modèle aux endroits marqués par des points noirs (voir les figures 70 à 73 au chapitre 6). Pour chaque point de mesure, les réponses relevées à toutes les fréquences d'excitation seront combinées pour calculer la valeur RMS de la réponse. Afin de classer les différents modèles par ordre de mérite, nous chercherons la valeur RMS maximale pour chaque conception. Ces valeurs maximales seront comparées à celle mesurée sur le modèle actuel pour pouvoir quantifier le changement apporté par chacune des nouvelles conceptions.

8.3 Étude des différentes conceptions

Nous allons dans ce qui suit présenter les résultats des analyses modale et harmonique pour chaque conception proposée. Pour l'analyse modale, nous allons afficher les

déformées modales qui correspondent à des fréquences propres proches des fréquences d'intérêt (la fréquence de rotation du moteur et sa première harmonique, les autres déformées sont présentées à l'annexe 7) accompagnées de commentaires. Pour l'analyse harmonique, nous allons nous contenter d'afficher la réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale pour chaque modèle. La comparaison des valeurs RMS maximales obtenues sur les différentes conceptions sera présentée vers la fin du présent chapitre.

8.3.1 Étude de la version longue

La figure 81 présente la réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale pour la version longue. On remarque que l'amplitude maximale est de l'ordre de 20 microns à 30 Hz. L'emplacement de ce point est indiqué par un cercle rouge sur la figure 70 (voir le chapitre 6).

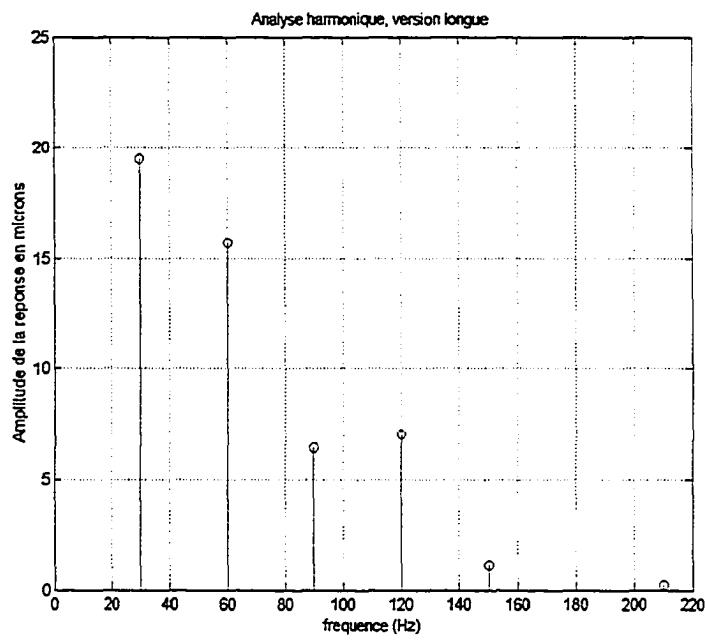


Figure 81 La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version longue

Nous présentons dans ce qui suit les déformées modales pour les modes à 30 et 60 Hz de la version longue, les autres déformées sont présentées à l'annexe 7.

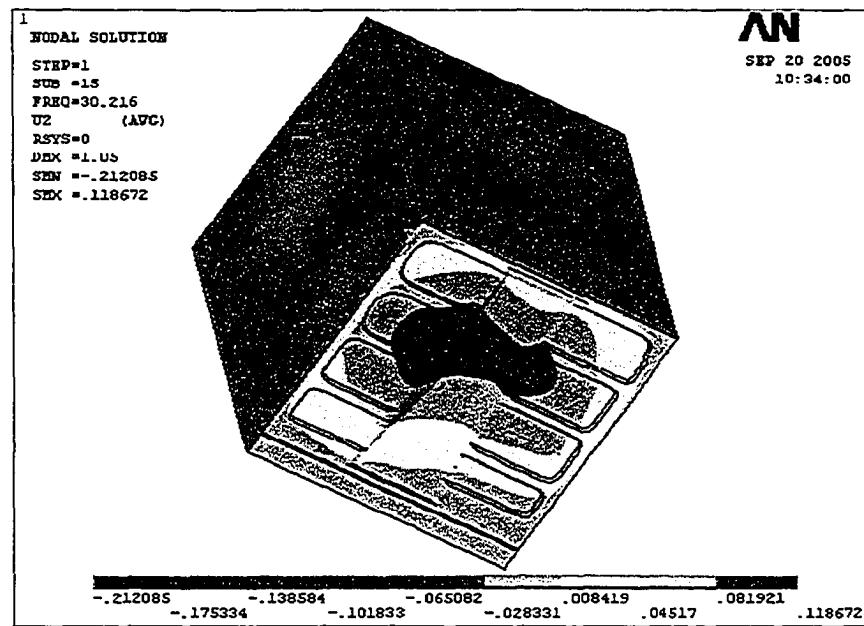


Figure 82 La déformée modale de la version longue à 30,21 Hz

Nous pouvons remarquer que l'amplitude maximale (présence d'un ventre affiché en rouge) pour la fréquence naturelle de 30,25 Hz est observée au bon milieu de l'embase là où la grande surface oblique médiane se termine.

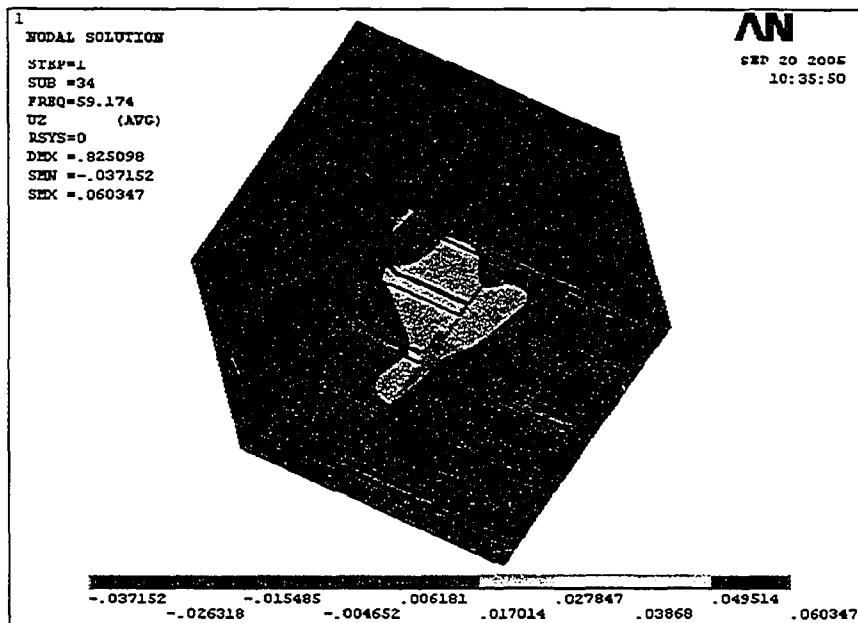


Figure 83 La déformée modale de la version longue à 59,1 Hz

Cette déformée modale présente une amplitude maximale (affiché en bleue) sur l'embosse juste au dessous du moteur électrique. Elle présente aussi une autre amplitude maximale (affichée en vert clair) centrée sur la surface latérale oblique gauche.

D'après les remarques dressées en observant les déformées modales d'intérêt, nous pouvons constater que la version longue présente les mêmes défauts que la conception actuelle de l'embase : la présence et les dimensions de la grande surface oblique au milieu de l'embase, les surfaces obliques latérales, la formes des différentes embosses et le fait qu'elle sont dépourvues de toute forme de renforcement.

8.3.2 Étude de la version à croisillons

La figure 84 présente la réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale pour la version à croisillons. Cette conception présente un maximum de vibration de 18 microns à 30 Hz. L'emplacement de ce point est indiqué par un cercle rouge sur la figure 71 (voir le chapitre 6).

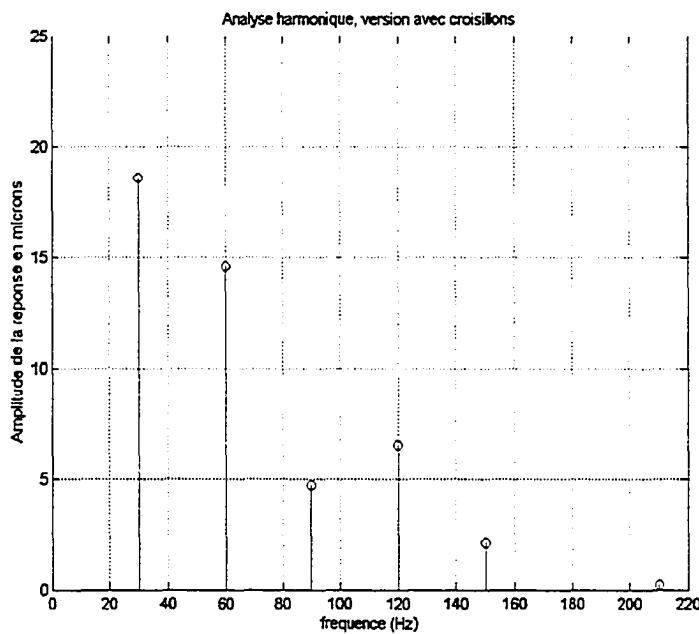


Figure 84 La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version à croisillons

Nous présentons dans ce qui suit les déformées modales de la version à croisillons pour les modes proches de 30 et de 60 Hz, les autres déformées sont présentées à l'annexe 7. Il faut rappeler que cette conception est une reprise de la version longue dans laquelle nous avons mis trois embosses de chaque côté dotées de renforcements sous forme de croisillons.

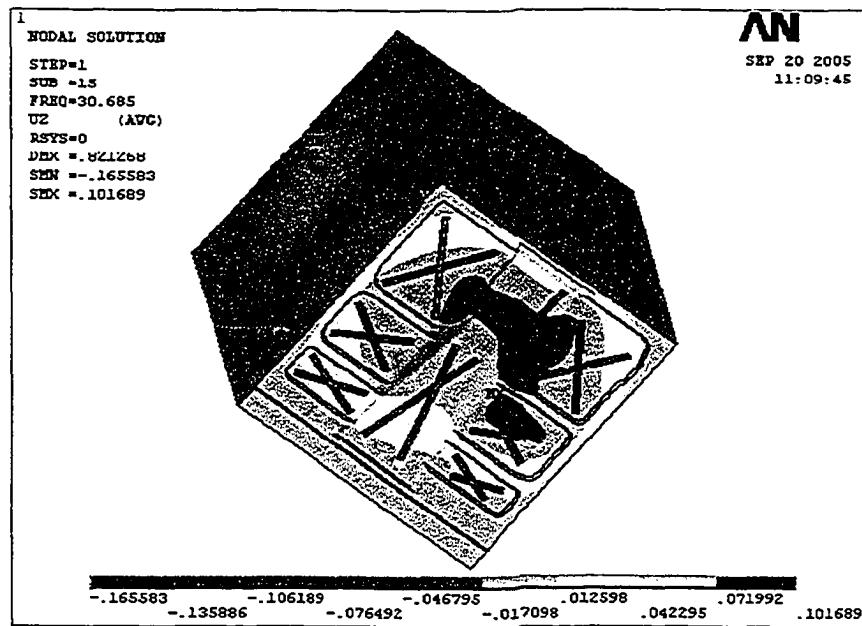


Figure 85 La déformée modale de la version à croisillons à 30,65 Hz

De même que pour la version longue, nous pouvons remarquer que l'amplitude maximale (présence d'un ventre affiché en rouge) se situe au centre de l'embase là où la grande surface oblique médiane se termine. Un autre ventre est noté au milieu de l'embosse juste au dessus du moteur électrique.

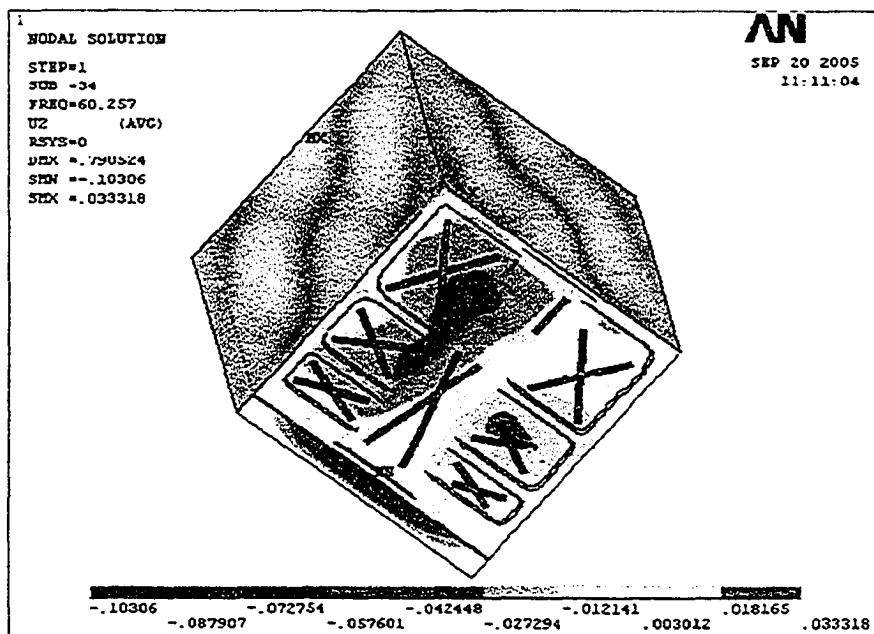


Figure 86 La déformée modale de la version à croisillons à 60,25 Hz

Il est facile de remarquer le ventre présent sur l'embosse juste au dessous du moteur électrique. Il faut cependant noter que ce ventre ne se situe pas au centre de l'embosse (donc au centre du croisillon) mais plutôt vers son extrémité. Une autre zone (colorée en vert) qui présente une amplitude de vibration moins importante est située sur la surface latérale oblique gauche.

D'après les déformées modales de la version à croisillons observées, nous pouvons dire que cette conception présente les mêmes défauts que la version longue : amplitudes maximale sur la grande surface oblique médiane et sur une des surfaces obliques latérales. Nous avons pu constater que les amplitudes maximales ne se situent pas aux centres des différentes embosses mais plutôt vers les extrémités des croisillons ce qui pourrait prédire une certaine amélioration apportées par l'ajout des croisillons. Cette

amélioration possible sera confirmée après avoir observé les résultats de l'analyse harmonique.

8.3.3 Étude de la version sans ponts de raccordement

La figure 87 présente la réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale pour la version sans ponts de raccordement. On remarque que les amplitudes maximales sont de l'ordre de 14 microns à 30 et 60Hz. L'emplacement de ce point est indiqué par un cercle rouge sur la figure 72 (voir le chapitre 6).

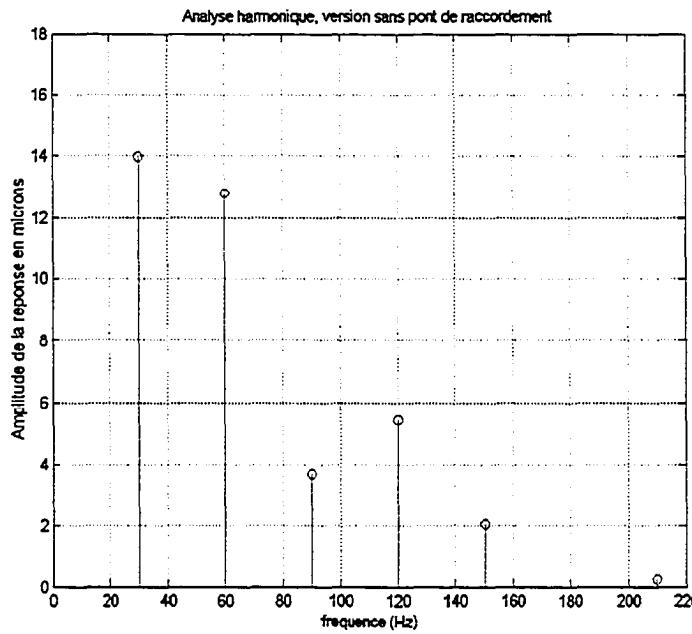


Figure 87 La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version sans ponts de raccordement

Nous présentons dans ce qui suit les déformées modales de la version sans ponts de raccordement pour les fréquences autour de 30 et de 60 Hz, les autres déformées sont présentées à l'annexe 7.

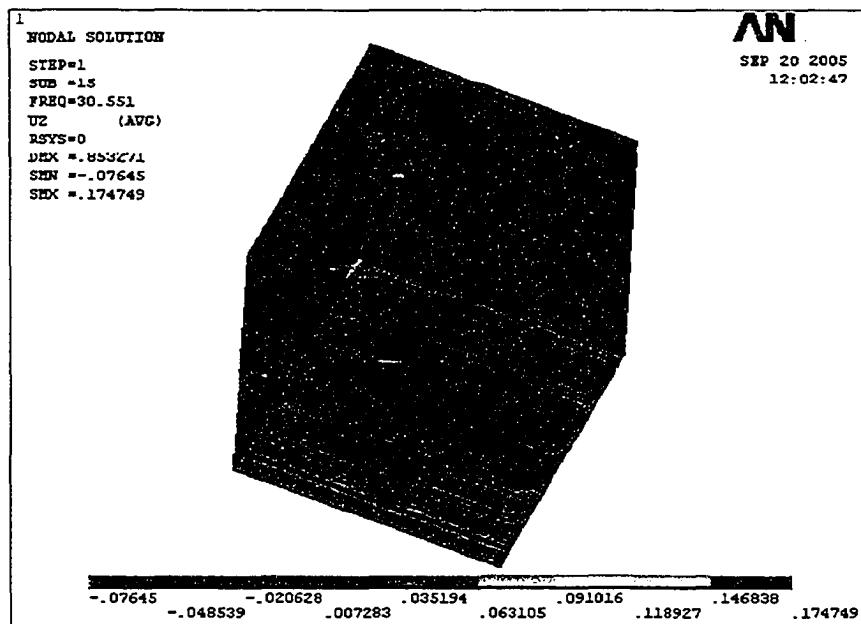


Figure 88 La déformée modale de la version sans ponts de raccordement à 30,55 Hz

Pour ce mode à 30,55 Hz, un ventre (affiché en bleu) se trouve au bon milieu de l'embase. Ceci ne diffère pas de ce qui a été constaté pour les deux versions (longue et à croisillons) précédemment étudiées.

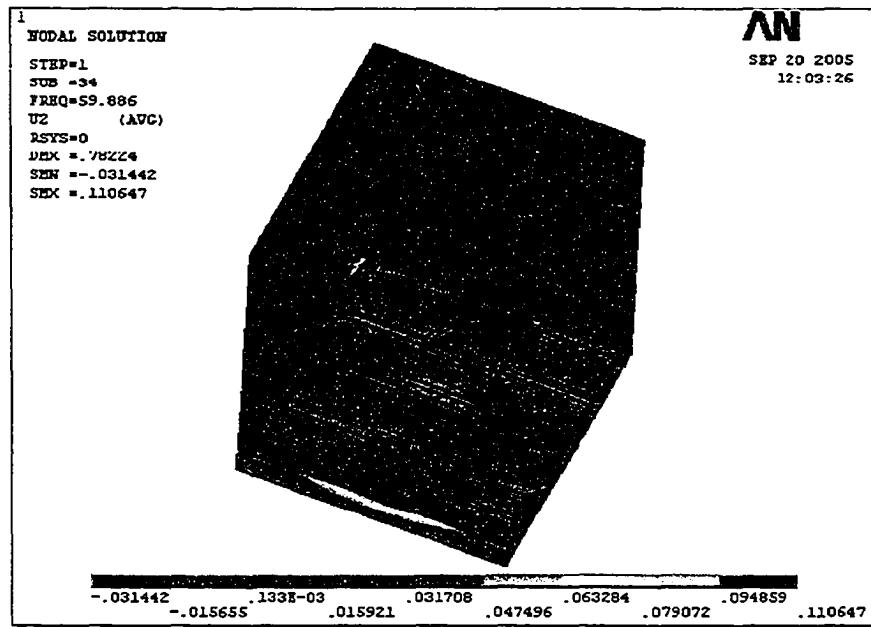


Figure 89 La déformée modale de la version sans ponts de raccordement à 59,88 Hz

Nous pouvons noter sur ce mode un ventre situé sur l'embosse arrière (affiché en bleu foncé). Une autre zone ayant une amplitude moins élevée (affiché en bleu moins foncé) occupe tout l'avant de l'embase et va d'une façon oblique pour occuper l'embosse au dessous du moteur électrique. La même amplitude est également notée à gauche de l'embase dans une zone mitoyenne à deux embosses successives.

Après l'observation des déformées modales du modèle sans ponts de raccordement, nous avons pu constaté qu'il a présenté un comportement généralement stable comparé aux autres. À part la déformée modale à 30,55 Hz qui a présenté un ventre au bon milieu de l'embase, toutes les autres déformées ont présenté de légères déformations situées sur quelques embosses.

8.3.4 Étude de la version avec ponts de raccordement.

La figure 90 présente la réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale pour la version avec ponts de raccordement. On constate que l'amplitude maximale est de 15 microns à 30 Hz. L'emplacement de ce point est indiqué par un cercle rouge sur la figure 73 (voir le chapitre 6).

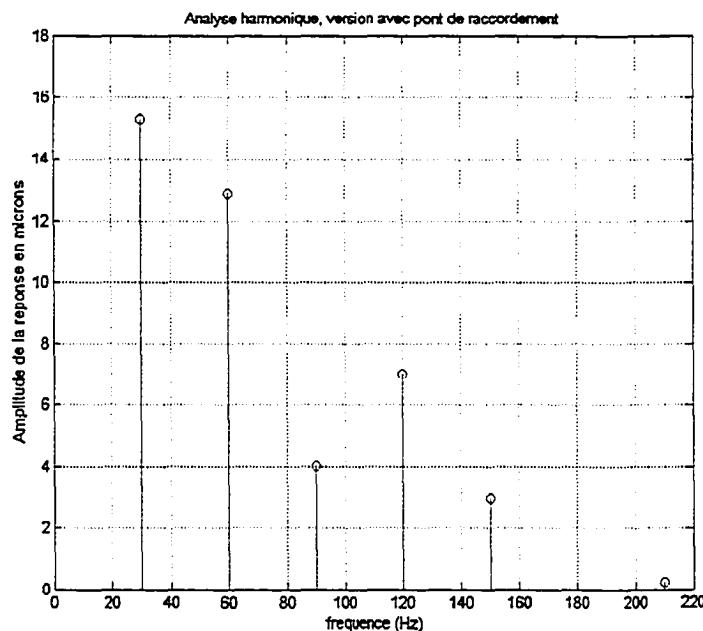


Figure 90 La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version sans ponts de raccordement

Nous présentons dans ce qui suit les déformées modales de la version sans ponts de raccordement pour les fréquences autour de 30 et de 60 Hz, les autres déformées sont présentées à l'annexe 7. Il faut rappeler que cette conception est une reprise de la version précédente pour laquelle nous avons raccordé les embosses successives par des ponts de raccordement afin d'ajouter de la rigidité.

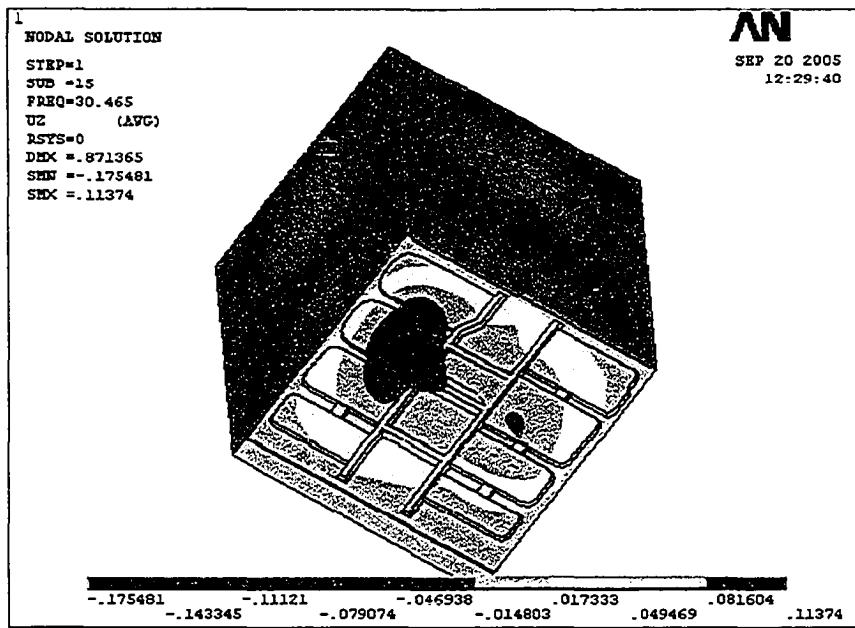


Figure 91 La déformée modale de la version avec ponts de raccordement à 30,46 Hz

Au contraire des conceptions précédentes qui ont présenté une zone d'amplitude maximale pour les modes autour de 30 Hz au milieu de l'embase, cette conception présente un ventre (affiché en rouge) décalé du centre de l'embase. Ce ventre occupe certaines parties des trois embosses situées à l'arrière gauche de l'embase et semble relié entre deux ponts de raccordement.

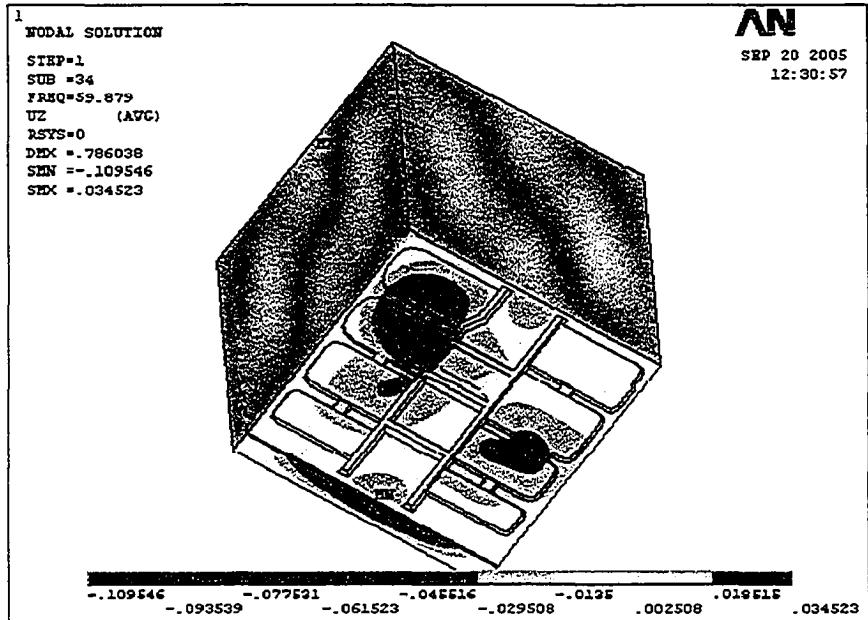


Figure 92 La déformée modale de la version avec ponts de raccordement à 59,87 Hz

Cette déformée présente deux ventres disposés d'une façon symétrique par rapport au centre de l'embase. Le premier ventre (affiché en bleu clair) se trouve entre les deux embosses successives situées à l'arrière gauche de l'embase et est centré sur le pont de raccordement les reliant. Le second ventre (affiché en rouge) qui présente une amplitude moins importante par rapport au premier, relie deux embosses successives situées à droite de l'embase (dont l'une d'elles est celle se trouvant au dessous du moteur électrique), ce ventre est lui aussi centré sur le pont de raccordement.

Après l'observation des déformées modales de cette conception, nous avons pu constaté que les ponts de raccordement n'ont pas joué le rôle escompté. En effet, la majorité des ventres sont centrés sur les ponts de raccordement, certains d'entre eux s'étale même sur plusieurs ponts. Le rajout des ponts de raccordements a donc créé des zones flexibles

plusieurs ponts. Le rajout des ponts de raccordements a donc créé des zones flexibles disposées le long de l'embase. Nous avons aussi pu noter pour le mode à 209,23 Hz des ventres situés aux centres de certaines embosses.

8.3.5 Le modèle final

Après avoir observé les déformées modales des quatre conceptions proposées et après avoir comparé les résultats des analyses harmoniques, nous avons pu classer les différentes conceptions par ordre de mérite. Nous avons constaté que certains détails géométriques présents sur des conceptions moins cotées ont contribué tout de même à améliorer leurs comportements vibratoires. Le rajout des croisillons par exemple a amélioré le comportement vibratoire de la version à 'croisillons' par rapport à la version longue. Le rajout des ponts de raccordement a malheureusement donné un effet négatif puisque le comportement vibratoire de la version avec ponts de raccordement est moins bon que celui de la version sans ponts de raccordement.

Nous avons donc décidé de créer une cinquième conception comme étant une synthèse des points forts des quatre conceptions étudiées. Cette nouvelle conception est basée sur la version sans ponts de raccordement. La figure 93 montre un dessin de la version finale dans laquelle nous avons disposé quatre embosses de chaque côté, chacune des embosses est renforcée par un croisillon. Il faut noter que la nervure de gauche est interrompue (elle ne fait pas le long de l'embase) et que l'embosse située au milieu, à l'arrière de l'embase est plus élevée comparée à celle de la version sans ponts de raccordement. Il faut aussi noter que la nervure de gauche se termine au point d'interruption par un plan incliné afin d'éviter de créer une zone de fragilisation.

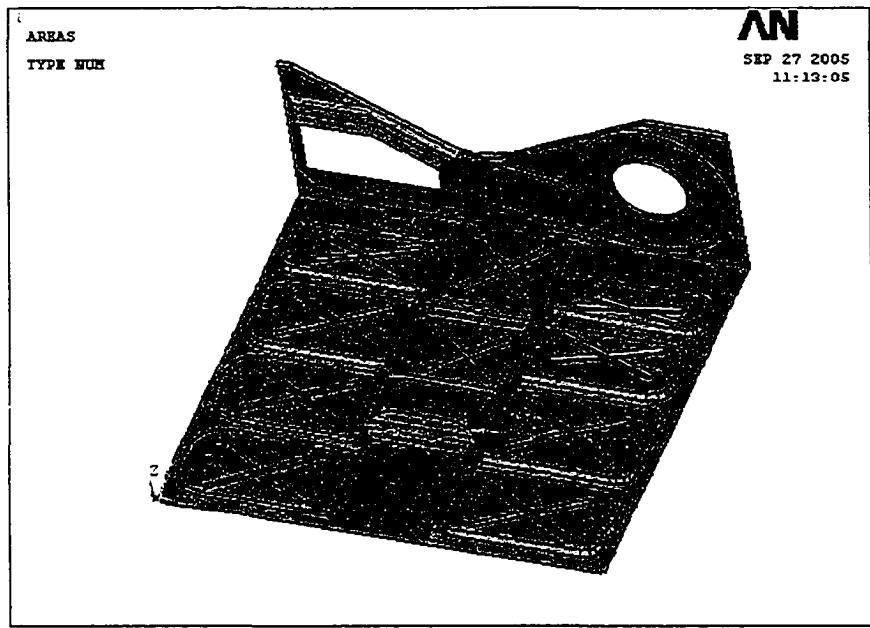


Figure 93 La version finale

La figure 94 présente la réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale pour la version finale. L'amplitude maximale est de 14 microns à 30 Hz et celle à 60 Hz est réduite à 12 microns, du fait que le ventre du mode correspondant a été éloigné de la source d'excitation. L'emplacement de ce point est indiqué par un cercle rouge sur la figure 93.

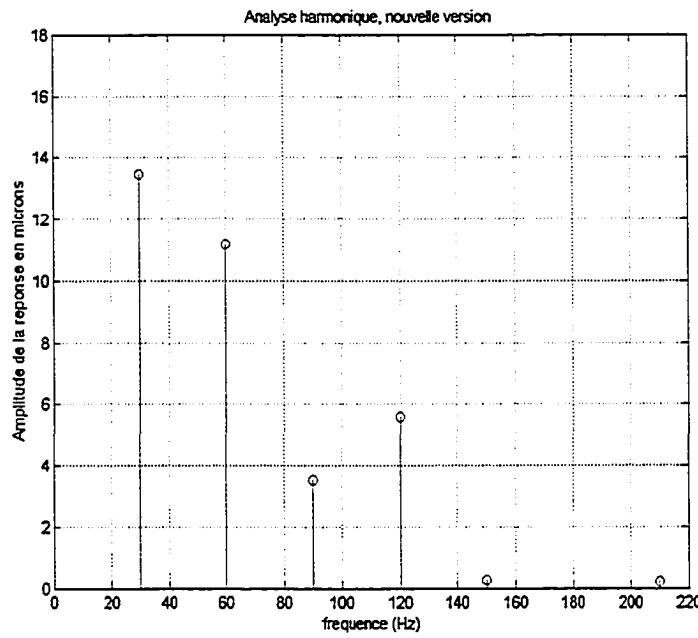


Figure 94 La réponse en fréquence du point ayant la valeur RMS maximale sur la version finale

Nous présentons dans ce qui suit les déformées modales de la version finale pour les fréquences autour de 30 et de 60 Hz, les autres déformées sont présentées à l'annexe 7.

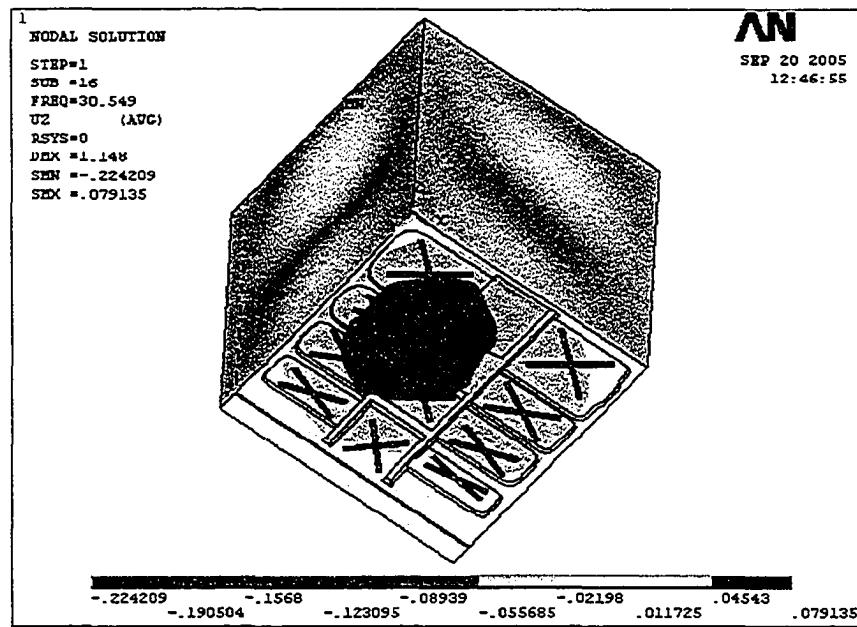


Figure 95 La déformée modale de la version finale à 30,54 Hz

Cette déformée présente un ventre (affiché en rouge) décalé du centre de l'embase, sa présence autour de la nervure de gauche est probablement due au fait que cette nervure est interrompue (elle ne fait pas le long de l'embase).

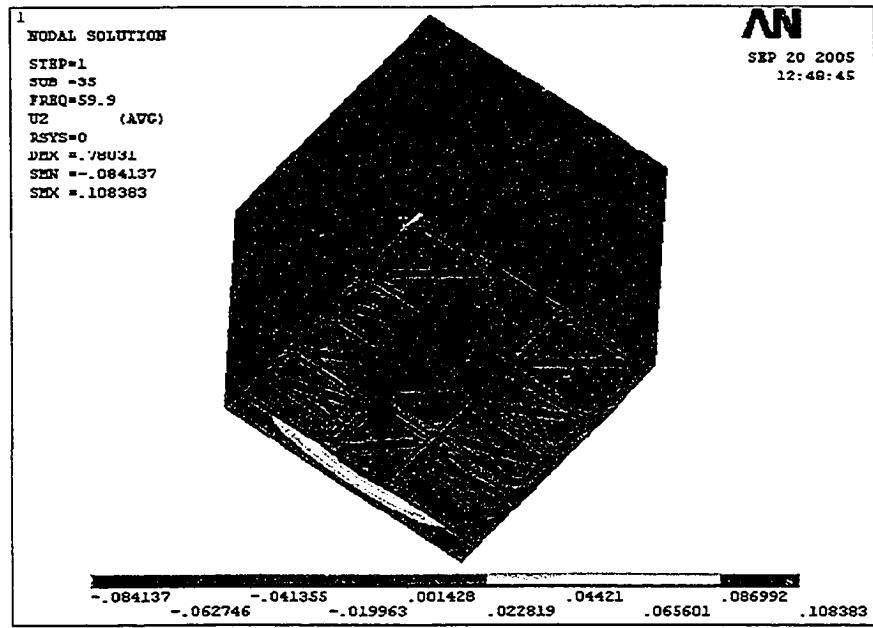


Figure 96 La déformée modale de la version finale à 59,9 Hz

Ce mode à 59,9 Hz présente lui aussi un ventre (affiché en bleu) situé autour de la nervure gauche.

L'observation des déformées modales proches des fréquences d'intérêt pour la version finale montre que la plupart des ventres se situent près de la nervure gauche autour du point de son interruption. Ceci pourrait être vu comme un défaut de conception mais l'interruption de la nervure gauche à ce point est inévitable car c'est dicté par des considérations pratiques. D'autres ventres sont également notés sur certaines embosses autour des extrémités des croisillons.

8.4 Classement des différentes version par ordre de mérite, les améliorations constatées

Dans ce qui suit, nous allons donner les valeurs maximales des RMS des réponses calculées pour chacun des modèles étudiés. Toutes ces valeurs vont être comparées à celle mesurée sur le modèle actuel pour pouvoir quantifier l'éventuel amélioration apportée par chaque conception.

Tableau XII
Comparaison des résultats des analyses harmoniques

Modèle	Valeurs RMS maximale (microns)	Amélioration (%)
Modèle initial	28	-
Version longue	32,84	-17,31 %
Version à croisillons	30,42	-8,67 %
Modèle sans ponts de raccordement	23,51	16,03 %
Modèle avec ponts de raccordement	24,94	10,93 %
Version finale	21,78	22,23 %

D'après les résultats du tableau ci-dessus, nous pouvons constater que la version longue a montré une dégradation dans son comportement vibratoire comparée à la version courante malgré qu'elle dispose de quatre embosses de chaque coté au lieu de trois. Nous pouvons expliquer ça en disant que le fait de rallonger l'embase l'a rendu plus flexible donc susceptible d'avoir des amplitudes de vibration plus élevées. Augmenter le nombre d'embosses n'a pas donné l'effet escompté car ceux-ci ont été dépourvues de tout renforcement.

La version à croisillon n'a pas montré, elle non plus, une amélioration par rapport à la version courante, mais son comportement vibratoire est amélioré par rapport à celui de la version longue malgré qu'elle dispose uniquement de trois embosses sur chaque coté. L'amélioration est sûrement due au rajout des croisillons.

Le modèle sans ponts de raccordement a montré une nette amélioration par rapport au modèle courant, il est le meilleur parmi les quatre conceptions proposées. Le résultat de la version avec ponts de raccordement est décevant mais un peu attendu car nous avons remarqué sur ses déformées modales que tout les ventres se situent autour des ponts de raccordement.

La version finale montre le meilleur comportement vibratoire. Le fait de rajouter des croisillons sur toutes les embosses a eu l'effet souhaité. Nous avons eu des doutes que l'interruption de la nervure de gauche allait produire une zone très flexible sur l'embase d'autant plus que les ventres identifiés sur les modes autour de 30 Hz, 60 Hz et 90 Hz étaient tous disposés autour du point d'interruption de la nervure. Mais les valeurs RMS calculées ont révélé le contraire.

8.5 Conclusion

Dans le présent chapitre nous avons repris les conceptions présentées dans le chapitre 6 en vue de les évaluer pour en déduire la meilleure d'entre elles. Nous avons expliqué le critère de comparaison qui sera utilisé pour cette fin : chacune des conceptions, assemblées au reste du système a subi une analyse modale et une analyse harmonique.

Nous avons exposé les résultats des analyses modales en montrant les déformées modales proches des fréquences d'intérêt accompagnées de commentaires sur l'utilité des détails de conceptions ajoutés pour chaque version. Les résultats des analyses

harmoniques sont également exposés en affichant les réponses des points ayant les valeurs RMS maximales.

Nous avons ensuite expliqué l'utilité de produire une cinquième conception comme étant une synthèse des quatre proposées. Nous avons enfin affiché les résultats des différentes analyses harmoniques nous permettant de classer les différentes conceptions par ordre de mérite.

SYNTHÈSE

Les logiciels d'éléments finis sont très mal adaptés pour traiter des cas industriels qui présentent une multitudes d'excitations harmoniques et dont la structure présente des amortissements différents à chaque fréquence naturelle. Pour solutionner ce problème, une méthodologie originale a du être développée tout en utilisant un logiciel commercial (Ansys).

Pour mettre au point le modèle d'éléments finis, des modèles partiels (embase, moteur) ont été créés et les résultats ont été ajustés à l'aide de l'analyse modale expérimentale. Lorsque les réponses ont été jugées fiables, les éléments ont été assemblés afin de construire le modèle complet.

Quatre conceptions possibles de l'embase comportant des détails géométriques différents ont été proposées pour pouvoir observer leurs contributions à l'amélioration de son comportement vibratoire.

Pour quantifier le comportement vibratoire des conceptions étudiées, les forces dynamiques ont été calculées à chaque fréquence d'excitation en comparant les réponses vibratoires de la simulation numérique d'analyse harmonique aux résultats de l'analyse harmonique expérimentale.

Les forces dynamiques équivalentes ont été utilisées pour exciter les différentes conceptions pour des analyses harmoniques. La réponse vibratoire a été calculée pour chaque conception comme le niveau efficace du déplacement, afin de faciliter la comparaison de l'efficacité de réduction des vibrations. La comparaison des avantages et inconvénients de chaque conception a permis de développer une cinquième conception.

La nouvelle version a montré une nette amélioration par rapport au modèle courant, elle est la meilleure parmi les cinq proposées. La version finale montre le meilleur comportement vibratoire avec une amélioration de 22,23 % par rapport à la conception actuelle. Elle a un niveau vibratoire maximal de 21,78 microns RMS contre 28 microns RMS pour la conception actuelle.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Dans le présent travail nous avons pu montré les différentes étapes que nous avons suivi pour modifier la conception de l'embase d'un système mécanique en vue de réduire son niveau vibratoire tout en respectant certaines contraintes économiques et techniques. Ces modifications proposées nous ont permis donc de considérablement réduire la cause des bruits indésirables.

Plusieurs conceptions possibles de l'embase ont été proposées et évaluées, la conception retenue a montré une nette amélioration du comportement vibratoire comparée à la conception actuelle.

Nous avons pu noter, en observant les déformées modales de la version retenue aux fréquences d'intérêt, que cette version a quand même présenté une fréquence naturelle autour de 30 Hz. Les améliorations apportées ont eu pour effet de réduire le niveau vibratoire d'une façon considérable et non pas de déplacer toutes les fréquences de résonance de l'embase, car nous étions dans l'obligation de concevoir avec des critères techniques et économiques sévères . Il fallait donc respecter certain arrangement des embosses et certaines dispositions géométriques.

Dans le cas où la contrainte économique n'était pas prédominante, on aurait pu combiner plusieurs solutions à la fois (au moins deux). On aurait pu changer le mode d'assemblage du moteur électrique à l'embase (tout en gardant la même configuration de son support actuel) ce qui aurait permis de réduire l'amplitude des forces d'excitation transmise à l'embase. On aurait pu aussi se limiter à ajouter des isolants aux points d'attache actuels du support du moteur électrique à l'embase ou bien réduire d'avantage le niveau vibratoire en ajoutant une couche de viscoélastique sur les ventres identifiés

sur les différentes déformées modales. On aurait pu changer de moteur ou même augmenter l'épaisseur des tôles.

On peut dire que cette étude a permis d'évaluer par mesures et numériquement l'embase actuelle pour découvrir les causes du niveau vibratoire élevé. Elle a permis aussi de proposer puis d'évaluer plusieurs alternatives possibles pour mettre en œuvre une nouvelle conception de l'embase qui satisfait aux exigences voulues. Elle a permis de développer une méthodologie d'analyse harmonique adaptée au cas réels en appliquant des outils informatiques commerciaux. Le besoin de quantifier le niveau vibratoire des versions proposées fut une bonne tentative pour utiliser le logiciel Ansys afin d'appliquer une excitation multi fréquentielle équivalente à celle produite par le moteur électrique. Ces travaux on permis de rédiger un article de conférence avec comité de lecture, qui a été présenté au CMVA [31].

ANNEXE 1

PROGRAMME MATLAB POUR L'EXTRACTION DES FRÉQUENCES ET AMORTISSEMENTS

Ce programme commence par initialiser certains vecteurs et matrices qui seront destinés au stockage des fréquences propres et amortissements, il procède ensuite au chargement des fonctions de transfert (au nombre de 20) pour faire afficher le module de chacune d'entre elles par tronçon contenant chacun une fréquence naturelle à extraire, l'extraction est faite en accédant à la valeur et à l'indice du maximum local du tronçon affiché (qui revient à extraire l'amplitude et la fréquence de résonance) puis au calcul de l'amortissement par la méthode de la demi puissance.

Les valeurs des fréquences et amortissements extraits à partir d'une fonction de transfert sont séparément stockées dans une matrice. Finalement, les moyennes des fréquences et amortissements extraits seront calculées.

Dans les lignes suivantes, nous nous sommes contentés de présenter le début du programme (la partie initialisation), la procédure d'extraction des fréquences naturelles et des amortissements à partir de la première fonction de transfert (car cette procédure est identique pour le reste des points) et la dernière partie qui consiste au calcul des moyennes des fréquences et amortissements extraits.

```
% Programme pour l'extraction des fréquences et amortissements à
% partir de plusieurs courbes de réponses (calcul d'une moyenne)
```

```
clc
clear all
```

```
% Positions des fréquences propres à rechercher
f_app=[27.5 60 89.37 102.5 120 133.1 151.5 170 191.8 211];
```

```
% Initialisation
freq_nat=zeros(10,1);
xi=zeros(10,1);
```

```

Freq = zeros(20,10);
Amort = zeros(20,10);
Frequence = zeros(10,1);
Zeta = zeros(10,1);

% LIGNE 1
load p1.txt
abs1=sqrt(p1(:,2).^2+p1(:,3).^2);
h=plot(p1(:,1),abs1);

x=get(h,'Xdata');
y=get(h,'Ydata');

for i=1:10
    plot (p1(:,1),abs1)
    xlabel('frequence (Hz)')
    ylabel('Amplitude (M/s^2/N)')
    set(gca,'xtick',[27.5 60 89.37 102.5 120 133.1 151.5 170 191.8 211]),grid
    Axis([f_app(i)-10 f_app(i)+10 0 50])

    [fx,fy]=ginput(2); % Cordonnées du curseur

    i1 = find(x > fx(1));      % Indice correspondant au 1 er click
    i2 = find(x > fx(2));      % Indice correspondant au 2 nd click

    % Indice de la valeur max entre le premier et le second click
    imax = find(max(y(i1(1):i2(1))) == y(i1(1):i2(1)))+i1(1)-1;

```

```

b=y(imax)/sqrt(2); %Amplitude a -3dB
imin1 = find(b < y(i1(1):imax))+i1(1)-1;
imin2 = find(b > y(imax:i2(1)))+imax-1;
Xi = (x(imin2(1))-x(imin1(1)))/(2*x(imax)); % Facteur d'amortissement

freq_nat(i)=x(imax); % Calcul de la fréquence
xi(i)=Xi; % Calcul de l'amortissement

end

Freq(1,:)= freq_nat';
Amort(1,:)= xi';
save Freq Freq
save Amort Amort

% calcul et stockage des moyennes des fréquences propres et amortissements
for i=1:10
    Frequence(i) = mean(Freq(:,i));
    Zeta(i) = mean(Amort(:,i));
End

om=2*pi* Frequence; % Vecteur des pulsations propres
prod=2* Zeta.*om.^2;

mat=zeros(10,10);
for i=1:10
    mat(i,i)=prod(i); % matrice diagonale des produits.
end

```

ANNEXE 2

PROGRAMME MATLAB POUR LE CALCUL DES MODES PROPRES

Ce programme commence par l'initialisation de certaines matrices et vecteurs nécessaires au stockage de quelques paramètres, puis procède au chargement du vecteur des fréquences propres et de la matrice diagonale $2\zeta_i\omega_i^2$ calculée par le programme “Calcul_freqs.m”, ainsi que des 77 fichiers de données afin que nous puissions accéder aux amplitudes des pics des parties imaginaires à chaque fréquence propre d'intérêt, à la fin de cette étape, une matrice dont chaque ligne contient les amplitudes des pics des parties imaginaires d'une même fonction de transfert est formée.

Finalement, pour extraire les modes propres, il faut d'abord calculer les éléments de la matrice UU_t , à partir desquels nous pouvons calculer et normaliser les vecteurs P représentant les modes propres, ces vecteurs sont calculés par rapport à la ligne 36 de la matrice UU_t car nous avons excité l'embase au point 36.

Dans les lignes suivantes, on peut trouver la première partie du programme “modes_propres.m” (la partie initialisation) puis un passage relatif à l'extraction des amplitudes des parties imaginaires aux fréquences d'intérêts et ce pour le premier point de mesure uniquement (car ce passage se répète dans le programme pour les points de mesure restants, nous avons préféré ne pas les inclure pour alléger le texte), on trouve enfin la dernière partie du programme, relative à l'extraction des vecteurs propres.

```
%%%%%%%%%%%%%
% Programme pour le calcul des modes propres de la plaque à partir %
% des modules des fonctions de transfert en utilisant les fréquences %
% propres et amortissements calculés dans le programme freq_amort.m %
%%%%%%%%%%%%%
```

```
clc
clear all
load mat
```

```
load freq_nat

% Initialisation du vecteur H_int
H_int=zeros(9,1);

% Initialisation de la matrice H
H=zeros(77,9);

f_app=freq_nat;

%%%%%%%%%%%%%
% POINT 1 %
%%%%%%%%%%%%%

load p1.txt

% Calcul de la 1 ere ligne de la matrice H
h=plot(p1(:,1),p1(:,3));
x=get(h,'Xdata');
y=get(h,'Ydata');

for i=1:9
    plot(p1(:,1),p1(:,3))
    xlabel('fréquence (Hz)')
    ylabel('Amplitude')
    title('Amplitude de la partie imaginaire')
    set(gca,'xtick',[27.5 60 102.5 120 133.1 151.5 170 191.8 210]),grid
    Axis([f_app(i)-5 f_app(i)+5 -inf inf])
    [fx,fy]=ginput(2);    % Cordonnées du curseur
```

```

i1 = find(x > fx(1)); % Vecteur dans la tableau Matlab correspondant au 1 er click
i2 = find(x > fx(2)); % Vecteur dans la tableau Matlab correspondant au 2 nd click

imax = find(max(abs(y(i1(1):i2(1))))) == abs(y(i1(1):i2(1))))) +i1(1)-1;
H_int(i)=y(imax);
end
H(1,:)=H_int';
save H H

%%%%%%%
% POINT 2 %
%%%%%%%
clear p1
load p2.txt
.....
.....
% Calcul de la matrice des vecteurs propres
% calcul de la matrice UUT

for i=1:9
    UUT(:,i) = mat(i,i)*H(:,i);
end

racine=sqrt(abs(UUT(36,:)));      % Point d'impact : 36

P=zeros(77,9);
for i=1:9
    P(:,i)=UUT(:,i)/racine(i);
end

```

```

% Calcul de la matrice P normalisé
P_norm=zeros(77,9);
for i=1:9
    somme=0;
    for j=1:77
        somme=somme+P(j,i)^2;
    end
    P_norm(:,i)=P(:,i)/sqrt(somme);
end

% Vecteurs des coordonnées des points de mesures
x=[0 0.085 0.1700 0.2550 0.3400 0.4250 0.5100 0.5950 0.6800];
y=[0 0.07 0.14 0.2100 0.2800 0.3500 0.4200 0.4900 0.5600];

% initialisation d'une matrice pour le stockage des vecteurs propres normalisés.
amplitudes=zeros(9,9,9);

% Assemblage du tableau 3D amplitudes
for i=1:9
    amplitudes(:,:,:,i)=[0 P_norm(8,i) P_norm(17,i) P_norm(26,i)
    P_norm(35,i) P_norm(44,i) P_norm(53,i) P_norm(62,i) 0
    P_norm(1,i) P_norm(9,i) P_norm(18,i) P_norm(27,i) P_norm(36,i)
    P_norm(45,i) P_norm(54,i) P_norm(63,i) P_norm(71,i)
    P_norm(2,i) P_norm(10,i) P_norm(19,i) P_norm(28,i) P_norm(37,i)
    P_norm(46,i) P_norm(55,i) P_norm(64,i) P_norm(72,i)
    P_norm(3,i) P_norm(11,i) P_norm(20,i) P_norm(29,i) P_norm(38,i)
    P_norm(47,i) P_norm(56,i) P_norm(65,i) P_norm(73,i)
    P_norm(4,i) P_norm(12,i) P_norm(21,i) P_norm(30,i) P_norm(39,i)
    P_norm(48,i) P_norm(57,i) P_norm(66,i) P_norm(74,i)]
end

```

```
P_norm(5,i) P_norm(13,i) P_norm(22,i) P_norm(31,i) P_norm(40,i)  
P_norm(49,i) P_norm(58,i) P_norm(67,i) P_norm(75,i)  
P_norm(6,i) P_norm(14,i) P_norm(23,i) P_norm(32,i) P_norm(41,i)  
P_norm(50,i) P_norm(59,i) P_norm(68,i) P_norm(76,i)  
P_norm(7,i) P_norm(15,i) P_norm(24,i) P_norm(33,i) P_norm(42,i)  
P_norm(51,i) P_norm(60,i) P_norm(69,i) P_norm(77,i)  
0 P_norm(16,i) P_norm(25,i) P_norm(34,i) P_norm(43,i)  
P_norm(52,i) P_norm(61,i) P_norm(70,i) 0];  
  
end
```

```
% Génération d'un nuage de point à partir des coordonnées des points de mesure pour
des raisons d'interpolation
[xi,yi] = meshgrid(0:.01:0.68,0:.01:0.56);

% interpolation sur les amplitudes calculées (pour avoir une meilleure qualité de
% représentation)

A1 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,1) ,xi,yi,'spline');
A2 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,2) ,xi,yi,'spline');
A3 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,3) ,xi,yi,'spline');
A4 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,4) ,xi,yi,'spline');
A5 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,5) ,xi,yi,'spline');
A6 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,6) ,xi,yi,'spline');
A7 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,7) ,xi,yi,'spline');
A8 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,8) ,xi,yi,'spline');
A9 = interp2(x,y,amplitudes(:,:,9) ,xi,yi,'spline');

% Tracé d'une déformée modale
surf(xi,yi,A1)
xlabel('Largeur (m)')
ylabel('Longueur (m)')
title('Mode 1 : 27,71 Hz')
```

ANNEXE 3

PROGRAMME POUR LA CONSTRUCTION DU MODÈLE ÉLÉMENTS FINIS SOUS ANSYS

Nous allons présenter dans cette annexe le programme en langage APDL destiné à créer le modèle numérique par éléments finis de l'embase puis à le simuler pour une analyse modale.

```
finish
```

```
/clear
```

```
/prep7
```

```
! génération de la grande surface horizontale
```

```
k,1,0,0,0
```

```
k,2,.680,0,0
```

```
k,3,.680,.560,0
```

```
k,4,0,.560,0
```

```
! génération de la surface principale
```

```
A,1,2,3,4
```

```
! aplot
```

```
! Génération de la surface S1
```

```
k,5,.045,.030,0
```

```
k,6,.240,.030,0
```

```
k,7,.240,.220,0
```

```
k,8,.045,.220,0
```

```
k,9,.025,.200,0
```

```
k,10,.025,.050,0
```

```
A,5,6,7,8,9,10
```

```
! Génération de la surface S2
```

```
k,0,.045,.245,0
```

k,0,.215,.245,0
k,0,.215,.375,0
k,0,.045,.375,0
k,0,.025,.355,0
k,0,.025,.265,0
A,11,12,13,14,15,16

! Génération de la surface S3

k,0,.045,.405,0
k,0,.215,.405,0
k,0,.215,.500,0
k,0,.045,.500,0
k,0,.025,.480,0
k,0,.025,.425,0
A,17,18,19,20,21,22

! Génération de la surface S4

k,0,.425,.030,0
k,0,.635,.030,0
k,0,.655,.050,0
k,0,.655,.205,0
k,0,.635,.225,0
k,0,.455,.225,0
A,23,24,25,26,27,28

! Génération de la surface S5

k,0,.455,.260,0
k,0,.635,.260,0
k,0,.655,.280,0

k,0,.655,.360,0
k,0,.635,.380,0
k,0,.455,.380,0
A,29,30,31,32,33,34

! Génération de la surface S6

k,0,.455,.405,0
k,0,.635,.405,0
k,0,.655,.425,0
k,0,.655,.465,0
k,0,.635,.485,0
k,0,.455,.485,0
A,35,36,37,38,39,40

! keypoints complémentaires

k,0,.215,.545,0
k,0,.455,.545,0
k,0,.240,.014,0
k,0,.425,.014,0
k,0,.215,.220,0

! Génération des surfaces intermédiaires

A,19,40,42,41
A,18,35,40,19
A,13,34,35,18
A,12,29,34,13
A,7,28,29,12
A,6,23,28,7
A,43,44,23,6

! Opération booléenne pour soustraire les surfaces.

AADD,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14

!AADD,13,14

asba,1,15,,KEEP,DELETE

ADELE,1

aplot

! Génération des surfaces planes de l'étage supérieur:

! Génération de la surface S1 supérieure:

k,0,.050,.035,.005

k,0,.250,.035,.005

k,0,.250,.150,.005

k,0,.230,.150,.005

k,0,.230,.215,.005

k,0,.050,.215,.005

k,0,.030,.195,.005

k,0,.030,.055,.005

A,46,47,48,49,50,51,52,53

! Génération de la surface S2 supérieure:

k,0,.055,.255,.010

k,0,.230,.255,.010

k,0,.230,.365,.010

k,0,.055,.365,.010

k,0,.035,.345,.010

k,0,.035,.275,.010

A,54,55,56,57,58,59

! Génération de la surface S3 supérieure:

k,0,.055,.415,.010
k,0,.230,.415,.010
k,0,.230,.490,.010
k,0,.055,.490,.010
k,0,.035,.470,.010
k,0,.035,.435,.010
A,60,61,62,63,64,65

! Génération de la surface S4 supérieure:

k,0,.435,.040,.010
k,0,.625,.040,.010
k,0,.645,.060,.010
k,0,.645,.195,.010
k,0,.625,.215,.010
k,0,.435,.215,.010
A,66,67,68,69,70,71

! Génération de la surface S5 supérieure:

k,0,.435,.270,.010
k,0,.625,.270,.010
k,0,.645,.290,.010
k,0,.645,.350,.010
k,0,.625,.370,.010
k,0,.435,.370,.010
A,72,73,74,75,76,77

! Génération de la surface S6 supérieure:

k,0,.435,.415,.010
k,0,.625,.415,.010

k,0,.645,.435,.010
 k,0,.645,.455,.010
 k,0,.625,.475,.010
 k,0,.435,.475,.010
 A,78,79,80,81,82,83

! Génération de la surface S9 :

k,0,.260,.045,.015
 k,0,.420,.045,.015
 k,0,.420,.170,.015
 k,0,.260,.170,.015
 A,84,85,86,87

! Génération de la surface S10 :

k,0,.290,.225,.032
 k,0,.375,.225,.032
 k,0,.375,.270,.032
 k,0,.290,.270,.032
 A,88,89,90,91
 aplot

! Génération des surfaces obliques:

A,5,6,47,46
 A,10,5,46,53
 A,9,10,53,52
 A,8,9,52,51
 A,7,8,51,50
 A,11,12,55,54
 A,16,11,54,59

A,15,16,59,58
A,14,15,58,57
A,13,14,57,56
A,17,18,61,60
A,22,17,60,65
A,21,22,65,64
A,20,21,64,63
A,19,20,63,62
A,39,40,83,82
A,38,39,82,81
A,37,38,81,80
A,36,37,80,79
A,35,36,79,78
A,33,34,77,76
A,32,33,76,75
A,31,32,75,74
A,30,31,74,73
A,29,30,73,72
A,27,28,71,70
A,26,27,70,69
A,25,26,69,68
A,24,25,68,67
A,23,24,67,66

! Génération des surfaces supérieures :

A,42,41,62
A,42,62,83
A,62,91,90
A,83,62,90

A,87,86,89,88

A,43,44,85,84

! Surfaces du coté droit

A,44,23,85

A,23,66,85

A,66,71,86,85

A,86,71,89

A,71,90,89

A,71,72,90

A,28,72,71

A,28,29,72

A,78,83,90

A,77,78,90

A,72,77,90

A,34,78,77

A,34,35,78

A,40,42,83

! Génération du coté gauche :

A,43,84,47

A,43,47,6

A,48,47,84,87

A,49,48,87

A,50,49,87

A,50,87,88

A,50,88,87

A,50,88,7

A,12,7,88

A,55,12,88

A,55,88,91

A,56,55,91

A,61,56,91

A,62,61,91

A,18,13,56

A,18,56,61

A,41,19,62

! Génération des 4 trous pour appuis

! Trou 1

k,92,.017,.017,0

circle,92,.007

A,93,94,95,96

! Trou 2

k,0,.017,.543,0

circle,97,.007

A,98,99,100,101

! Trou 3

k,0,.663,.017,0

circle,102,.007

A,103,104,105,106

! Trou 4

k,0,.663,.543,0

circle,107,.007

A,108,109,110,111

asba,2,76,,KEEP,DELETE

ADELE,2

aplot
asba,80,77,,KEEP,DELETE
ADELE,80
aplot
asba,2,78,,KEEP,DELETE
ADELE,2
aplot
asba,76,79,,KEEP,DELETE
ADELE,76
aplot

! Création des surfaces latérales

k,112,.005,0,0
k,113,.675,0,0
k,114,.660,0,.020
k,115,.020,0,.020
A,112,113,114,115

k,116,0,.005,0
k,117,0,.555,0
k,118,0,.540,.012
k,119,0,.020,.012
A,116,117,118,119

k,120,.680,.005,0
k,121,.680,.555,0
k,122,.680,.540,.012
k,123,.680,.020,.012
A,120,121,122,123

! Surface latérale principale:

k,124,.680,.560,.290

k,125,.570,.560,.290

k,126,.280,.560,.155

k,127,.025,.560,.290

k,128,0,.560,.290

A,4,3,124,125,126,127,128

/VIEW, 1, 0, -0.931687062981 , 0.363214199077

/ANG, 1, -0.75

/replot

aplot

! Génération de la deuxième surface a soustraire

k,129,.005,.560,.055

k,130,.030,.560,.030

k,131,.240,.560,.030

k,132,.260,.560,.050

k,133,.260,.560,.145

k,134,.140,.560,.215

k,135,.005,.560,.215

A,129,130,131,132,133,134,135

! Opération booléenne pour soustraire les surfaces.

asba,79,80,,KEEP,DELETE

ADELE,79

aplot

! Keypoints pour le niveau 1

k,136,.015,.552,.075

k,137,.025,.552,.065

k,138,.240,.552,.065

k,139,.250,.552,.075

k,140,.250,.552,.140

k,141,.140,.552,.205

k,142,.030,.552,.205

k,143,.015,.552,.190

k,144,.020,.552,.090

k,145,.035,.552,.075

k,146,.230,.552,.075

k,147,.240,.552,.090

k,148,.240,.552,.135

k,149,.135,.552,.195

k,150,.030,.552,.195

k,151,.020,.552,.185

! Le niveau 1

A,137,138,146,145

A,138,139,147,146

A,139,140,148,147

A,140,141,149,148

A,141,142,150,149

A,142,143,151,150

A,143,136,144,151

A,136,137,145,144

! Génération des surfaces obliques :

A,130,131,138,137

A,131,132,139,138

A,132,133,140,139

A,133,134,141

A,133,141,140

A,134,135,142,141

A,143,142,135

A,135,129,136,143

A,129,130,137,136

! Keypoints pour les surfaces latérales dans le grand trou :

k,152,.240,.542,.135

k,153,.135,.542,.195

k,154,.030,.542,.195

k,155,.020,.542,.185

k,156,.030,.542,.095

k,157,.230,.542,.095

! Surfaces latérales

A,145,146,157,156

A,146,147,157

A,147,148,157

A,157,148,152

A,148,149,153

A,148,153,152

A,149,150,154,153

A,150,151,154

A,155,154,151

A,151,144,155

A,155,144,156

A,144,145,156

! Keypoints pour le cercle ext.

k,158,.550,.560,.145

k,159,.550,.540,.145

k,160,.550,.560,.165

! Cercle ext.

circle,158,115,159,160

A,161,162,163,164

! Le carre ext.

k,0,.440,.560,115

k,0,.300,.560,140

k,0,.285,.560,038

A,163,165,166,167

AADD,109,110

! Opération booléenne pour soustraire les surfaces.

asba,81,111,,KEEP,DELETE

ADELE,81

aplot

! Keypoint : centre pour les cercles décalés de 5 mm

k,165,.550,.555,.145

! le grand cercle int. :

circle,165,.110,159,160

A,170,171,172,173

! Le carré int

k,174,.445,.555,.110

k,175,.305,.555,.135

k,176,.295,.555,.045

A,172,174,175,176

AADD,81,110

! Ajouter le petit cercle à soustraire :

circle,165,.055,159,160

A,179,180,181,182

! Opération booléenne pour soustraire les surfaces.

asba,111,81,,KEEP,DELETE

ADELE,111

aplot

! Les surfaces de jonction du renforcement :

A,167,176,175,166

A,167,169,178,176

A,169,163,172,178

A,163,164,173,172

A,164,161,170,173

A,161,162,171,170

A,162,168,177,171

A,175,174,168,166

! Les surfaces latérales

k,183,0,.560,.005

k,184,0,.548,.020

k,185,0,.548,.290

A,183,128,185,184

k,186,.680,.560,.005

k,187,.680,.548,.020

k,188,.680,.548,.290

A,186,124,188,187

k,189,.025,.548,.290

A,185,189,127,128

k,190,.280,.548,.155

A,189,190,126,127

k,191,.570,.548,.290

A,190,191,125,126

A,191,188,124,125

k,192,.550,.550,.145

circle,192,.055,159,160

A,182,179,193,196

A,179,180,194,193

A,180,181,195,194

A,181,182,196,195

alls
AGLUE,all

et,1,shell63
r,1,0.7e-3
type,1
real,1
mp,ex,1,200e9
mp,nuxy,1,0.3
mp,dens,1,7800
mat,1

esize,5e-3

amesh,all

alls

ACEL,0,0,-9.81

! Conditions aux frontières

! Blocage du 1er trou

NSEL,S,NODE,,23759,23770

D,all,ux,0

D,all,uy,0

D,all,uz,0

alls

NSEL,S,NODE,,25670,25671

NSEL,A,NODE,,26350

NSEL,A,NODE,,21622,21624

NSEL,A,NODE,,25275,25277

NSEL,A,NODE,,25465

NSEL,A,NODE,,24426,24427

D,all,uz,0

Alls

! Blocage du 2eme trou

NSEL,S,NODE,,23783,23794

D,all,ux,0

D,all,uy,0

D,all,uz,0

alls

NSEL,S,NODE,,25670,25671

NSEL,A,NODE,,25568,25570

NSEL,A,NODE,,21493,21495

NSEL,A,NODE,,25288,25290

NSEL,A,NODE,,25565

NSEL,A,NODE,,24436,24437

D,all,uz,0

Alls

! Blocage du 3eme trou

NSEL,S,NODE,,23747,23758

D,all,ux,0

D,all,uy,0

D,all,uz,0

alls

NSEL,S,NODE,,25272,25273

NSEL,A,NODE,,26352,26354

NSEL,A,NODE,,26585

NSEL,A,NODE,,24424

NSEL,A,NODE,,26929

NSEL,A,NODE,,25375

NSEL,A,NODE,,26348

NSEL,A,NODE,,26605

NSEL,A,NODE,,26584

D,all,uz,0

Alls

! Blocage du 4eme trou

NSEL,S,NODE,,23771,23782

D,all,ux,0

D,all,uy,0

D,all,uz,0

!D,ALL,all,0

alls

NSEL,S,NODE,,26442,26443

NSEL,A,NODE,,26582,26583

NSEL,A,NODE,,25280,25281

NSEL,A,NODE,,24430

NSEL,A,NODE,,26678

D,all,uz,0

Alls

FINISH

! Étude de vibration:

```
/SOLU
ANTYPE,MODAL !0:statique, 1: Flambage (BUCKLE), 2:Modale
MODOPT,LANB,20 ! Méthode de résolution des valeurs propres.
SOLVE
FINISH
```

! Analyse des résultats

```
/POST1
SET,FIRST
PLNS,U,Y
```

ANNEXE 4

LES DÉFORMÉES MODALE DE L'EMBASE

Nous présentons dans ce qui suit le reste des déformées modales obtenues par simulation numérique du modèle éléments finis de l'embase, comparées à celles obtenues par mesures.

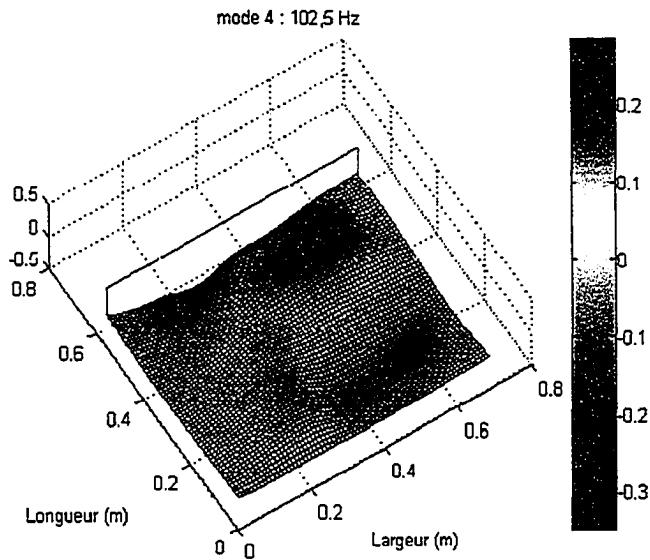


Figure 97 Le quatrième mode expérimental de l'embase à 102,5 Hz

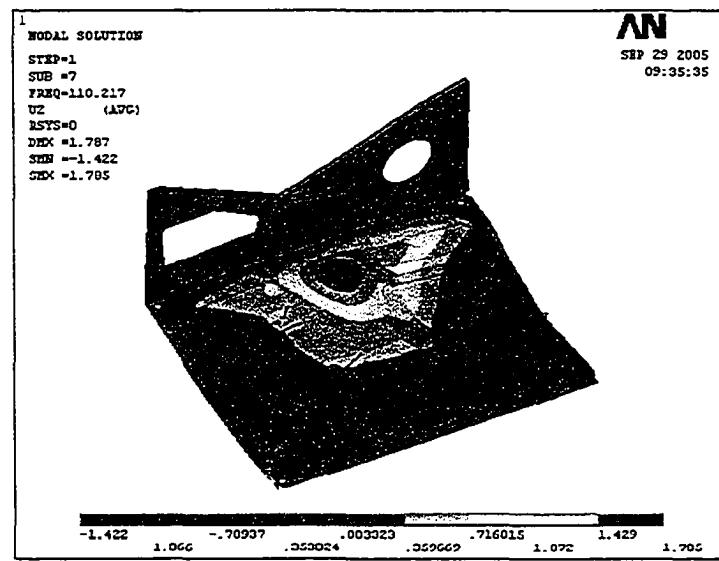


Figure 98 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le quatrième mode à 110,21 Hz

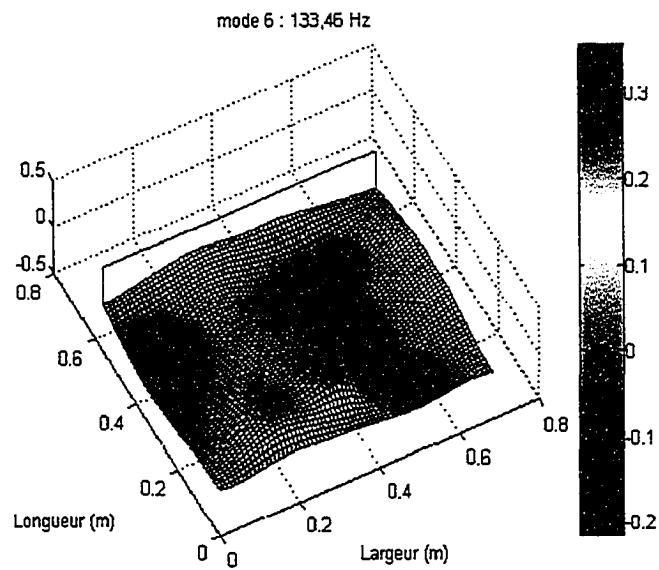


Figure 99 Le mode expérimental # 6 de l'embase à 133,46 Hz

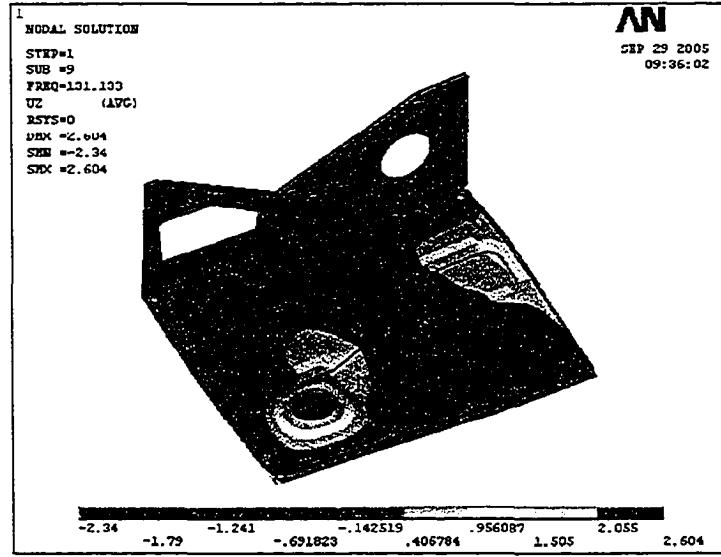


Figure 100 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 6 à 131,13 Hz

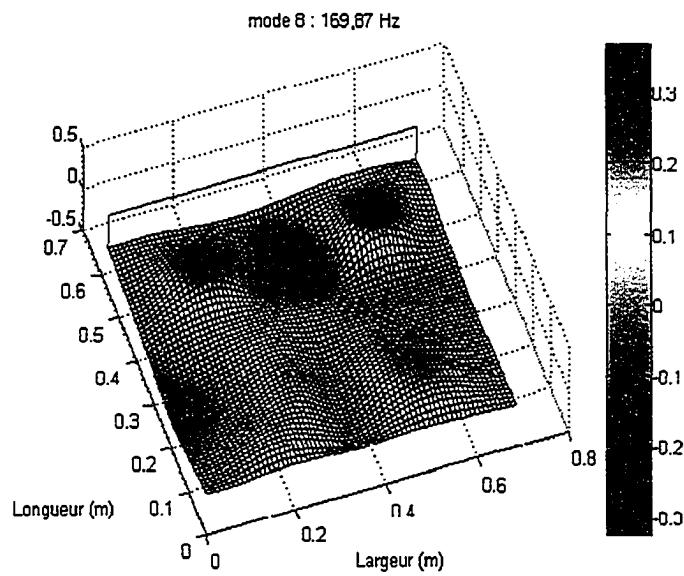


Figure 101 Le mode expérimental # 8 de l'embase à 169,87 Hz

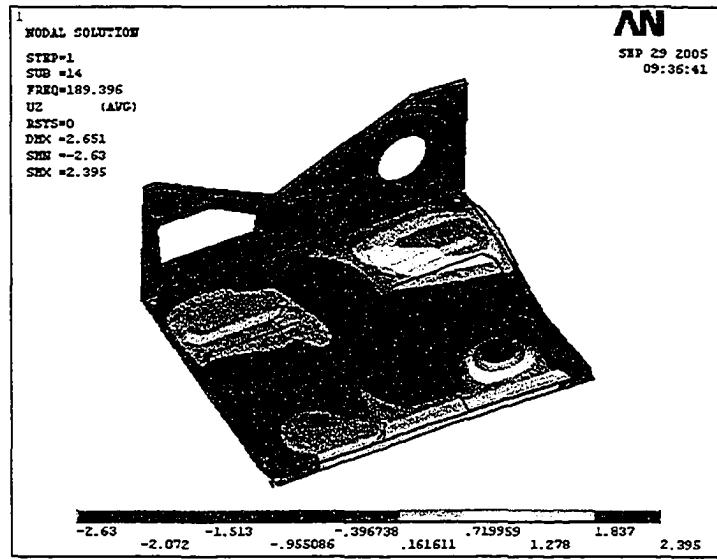


Figure 102 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 8 à 189,39 Hz

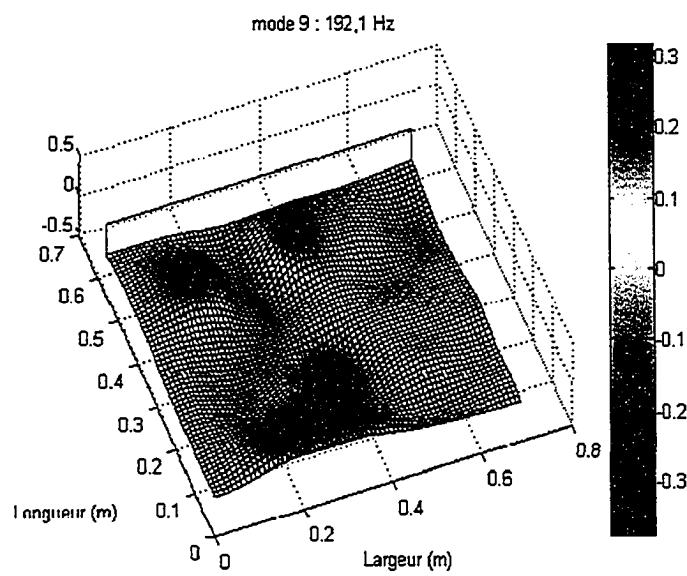


Figure 103 Le mode expérimental # 9 de l'embase à 192,1 Hz

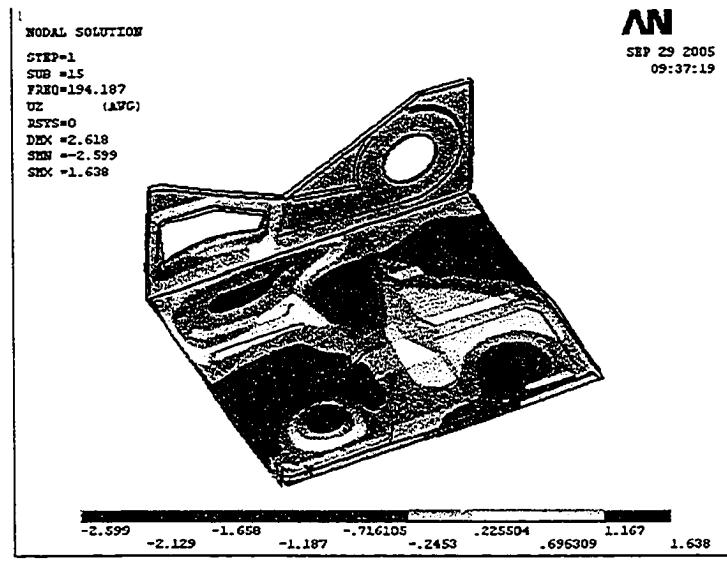


Figure 104 Analyse modale par éléments finis de l'embase, le mode # 9 à 194,18 Hz

ANNEXE 5

LES DÉFORMÉES MODALES DE L'ENSEMBLE EMBASE-MOTEUR

Nous présentons dans ce qui suit le reste des déformées modales obtenues par simulation numérique du modèle éléments finis de l'ensemble embase-moteur, comparées à celles obtenues par mesures.

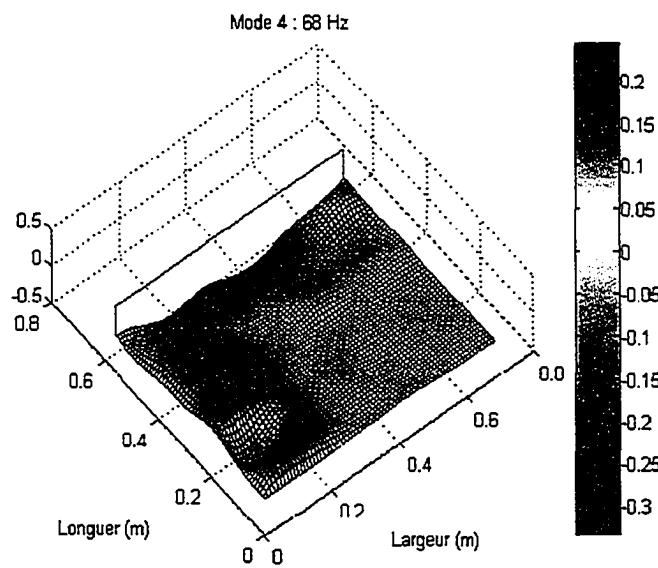


Figure 105 Le quatrième mode expérimental de l'ensemble embase-moteur à 68 Hz

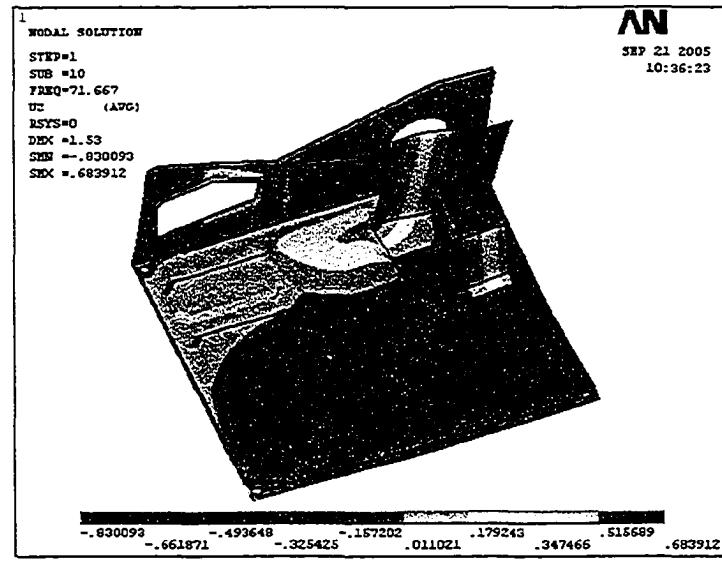


Figure 106 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le quatrième mode à 71,66 Hz

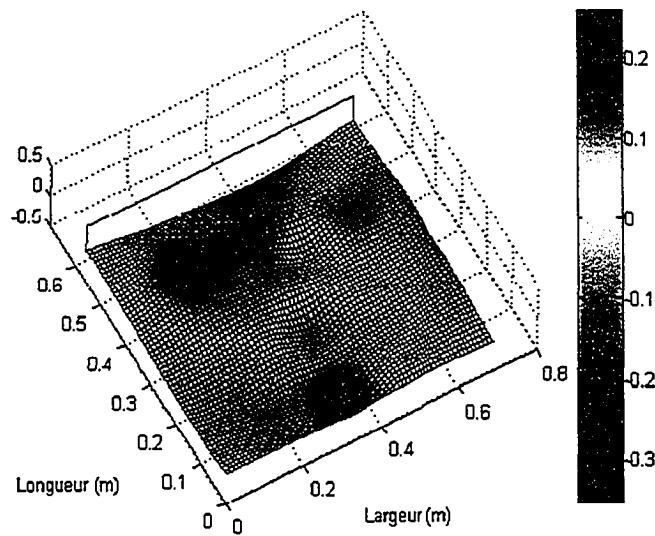


Figure 107 Le mode expérimental # 6 de l'ensemble embase-moteur à 130,84 Hz

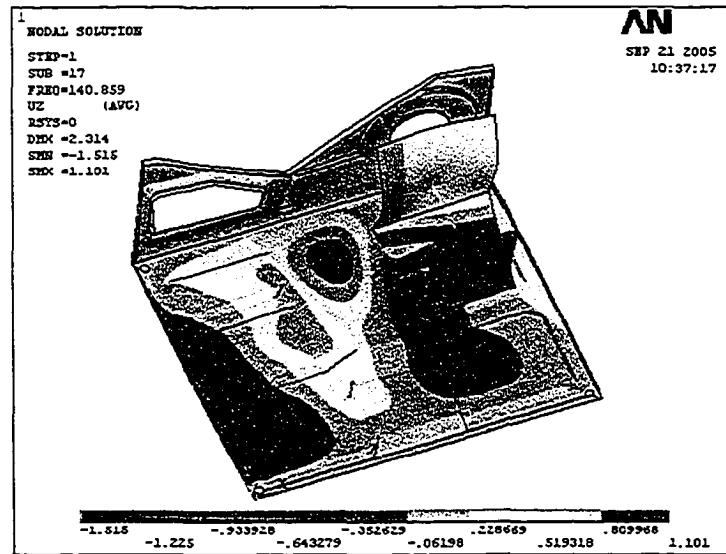


Figure 108 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 6 à 140,85 Hz

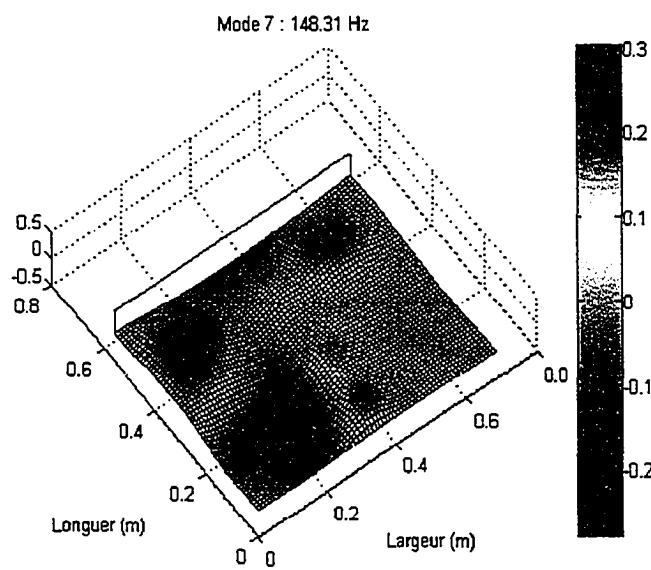


Figure 109 Le mode expérimental # 7 de l'ensemble embase-moteur à 148,31 Hz

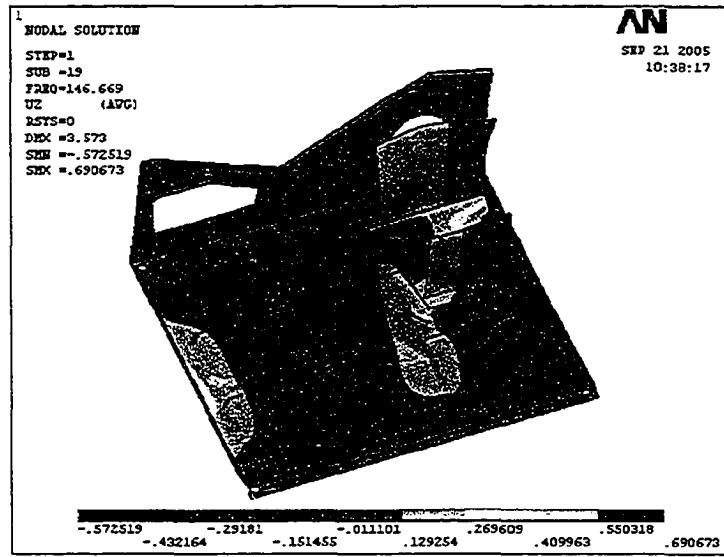


Figure 110 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 7 à 146,66 Hz

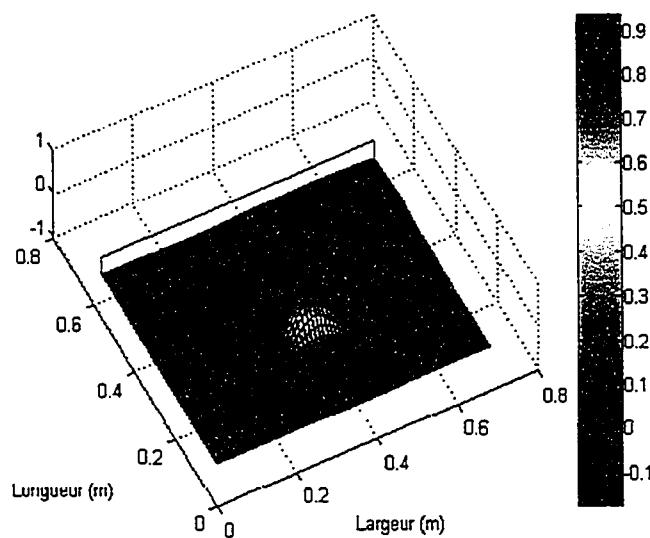


Figure 111 Le mode expérimental # 9 de l'ensemble embase-moteur à 221,87 Hz

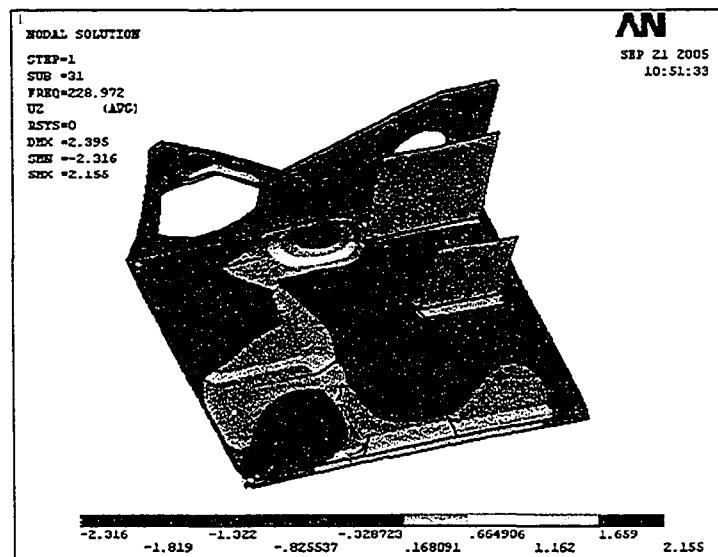


Figure 112 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 9 à 228,97 Hz

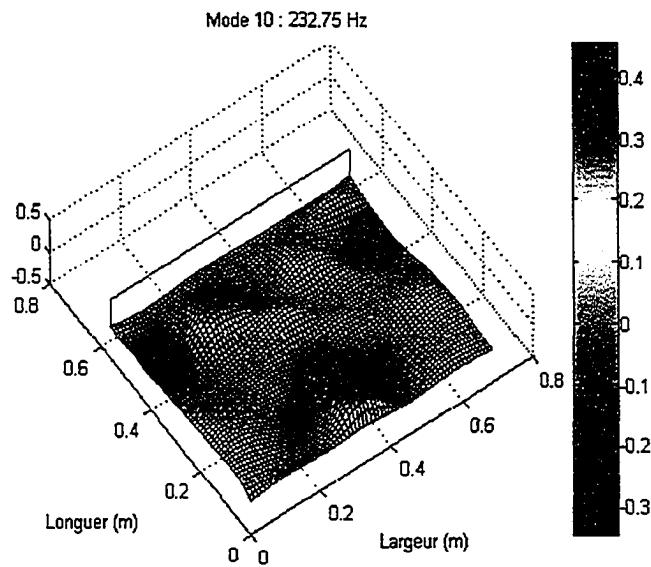


Figure 113 Le mode expérimental # 10 de l'ensemble embase-moteur à 232,75 Hz

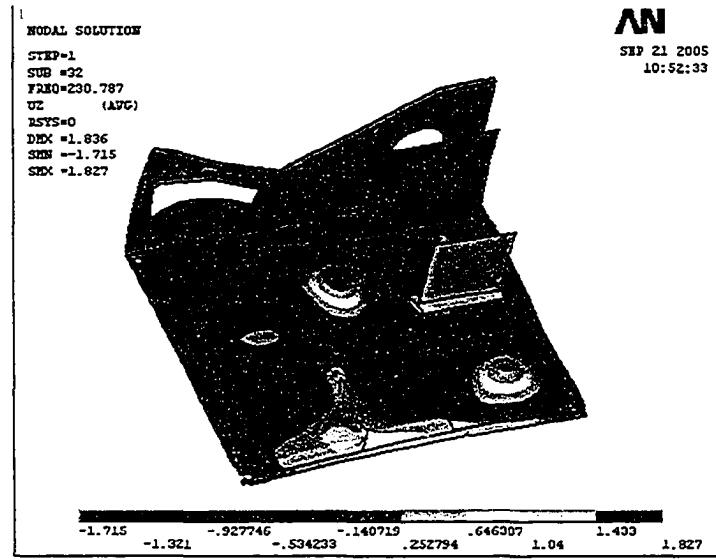


Figure 114 Analyse modale par éléments finis de l'ensemble embase-moteur, le mode # 10 à 230,78 Hz

ANNEXE 6

LES DÉFORMÉES MODALES DU SYSTÈME COMPLET

Nous présentons dans ce qui suit le reste des déformées modales obtenues par simulation numérique du modèle éléments finis du système complet, comparées à celles obtenues par mesures.

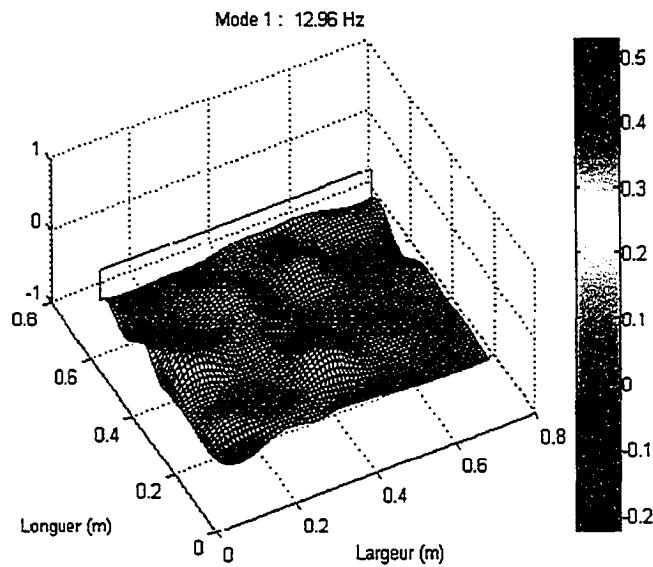


Figure 115 Le premier mode expérimental du système complet à 13 Hz

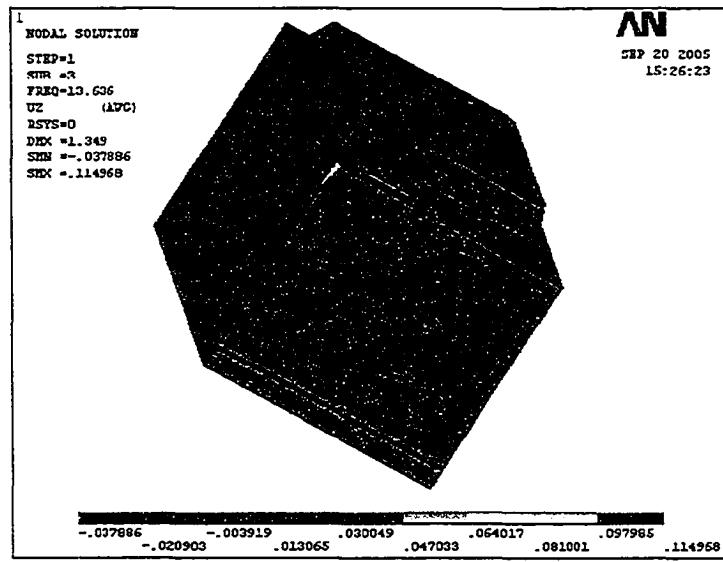


Figure 116 Analyse modale par éléments finis du système complet, le premier mode à 13,63 Hz

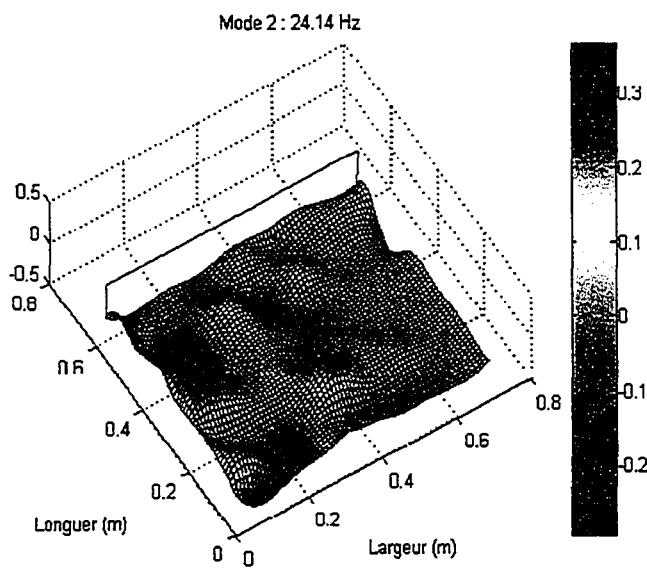


Figure 117 Le second mode expérimental du système complet à 24,14 Hz

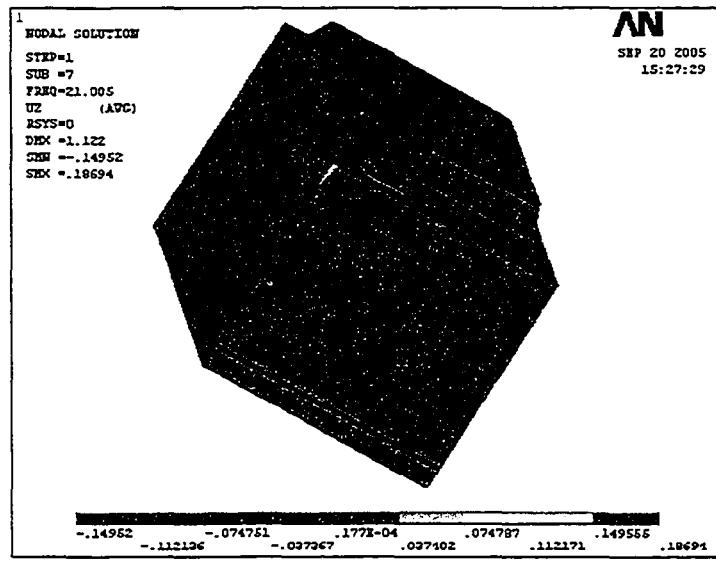


Figure 118 Analyse modale par éléments finis du système complet, le second mode à 21 Hz

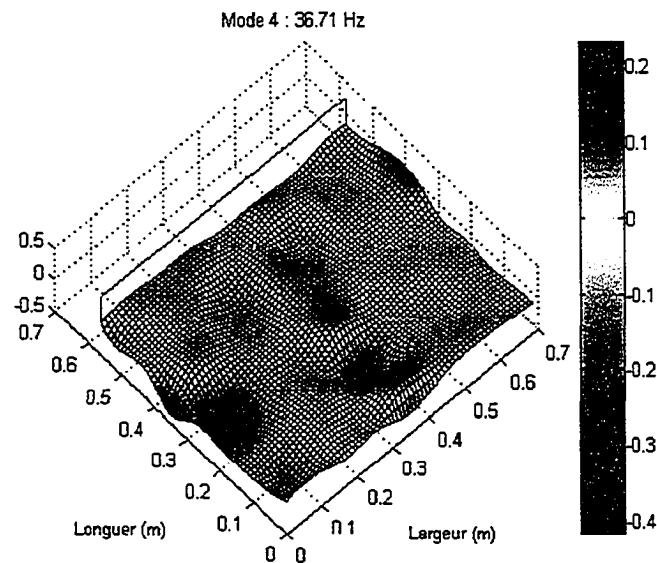


Figure 119 Le quatrième mode expérimental du système complet à 36,71 Hz

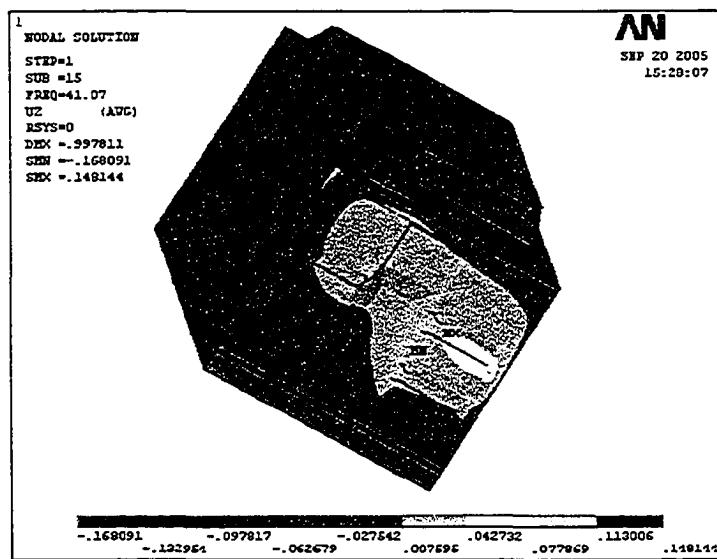


Figure 120 Analyse modale par éléments finis du système complet, le quatrième mode à 41,07 Hz

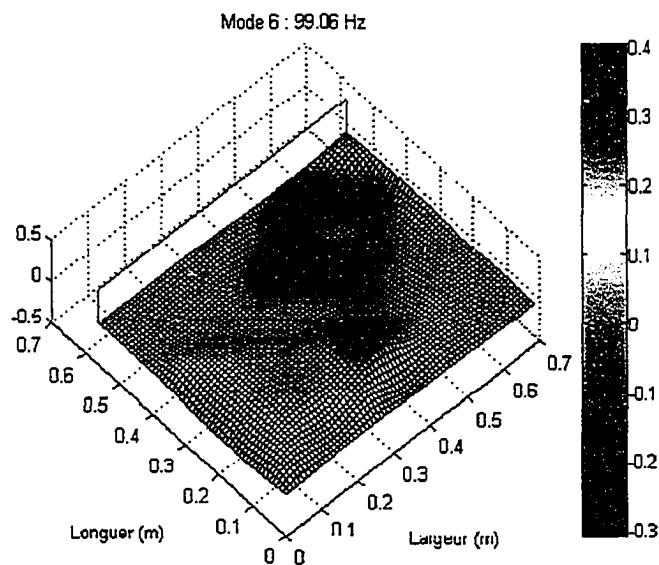


Figure 121 Le mode expérimental # 6 du système complet à 99 Hz

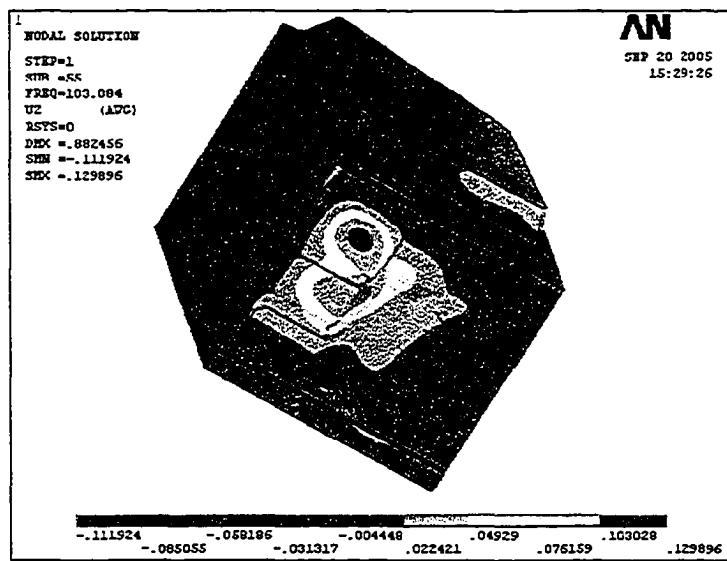


Figure 122 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 6 à 103 Hz

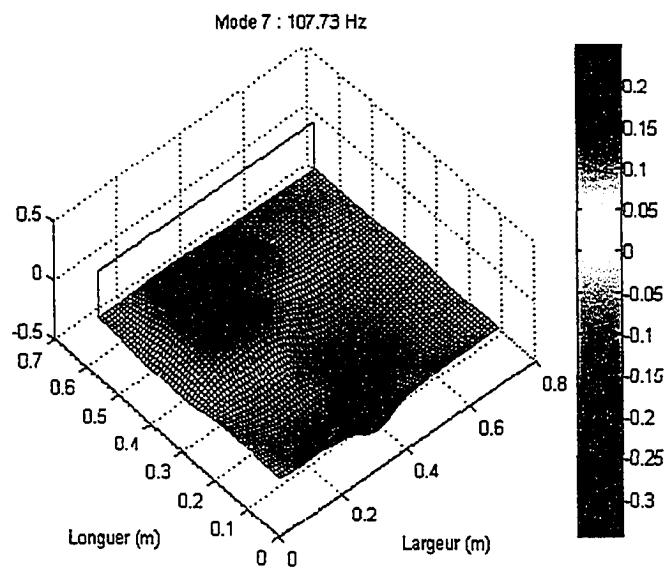


Figure 123 Le mode expérimental # 7 du système complet à 107,73 Hz

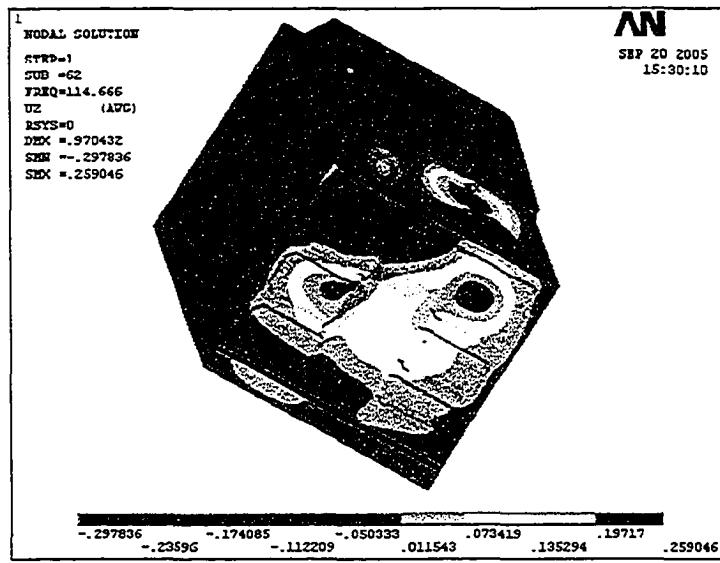


Figure 124 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 7 à 114,66 Hz

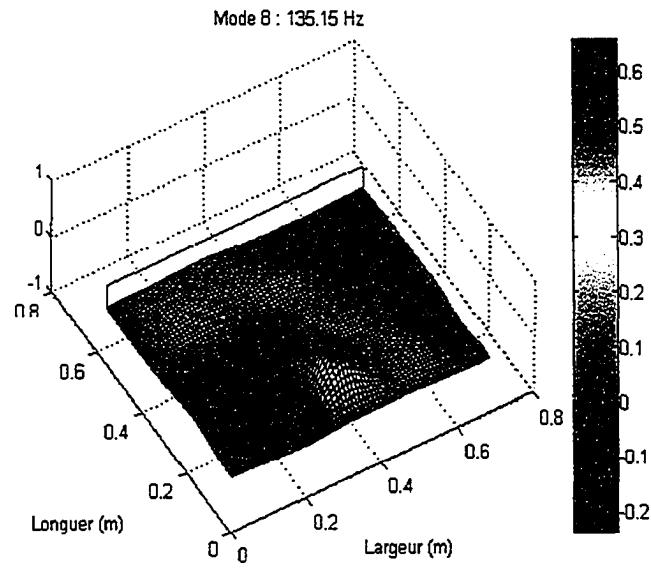


Figure 125 Le mode expérimental # 8 du système complet à 135 Hz

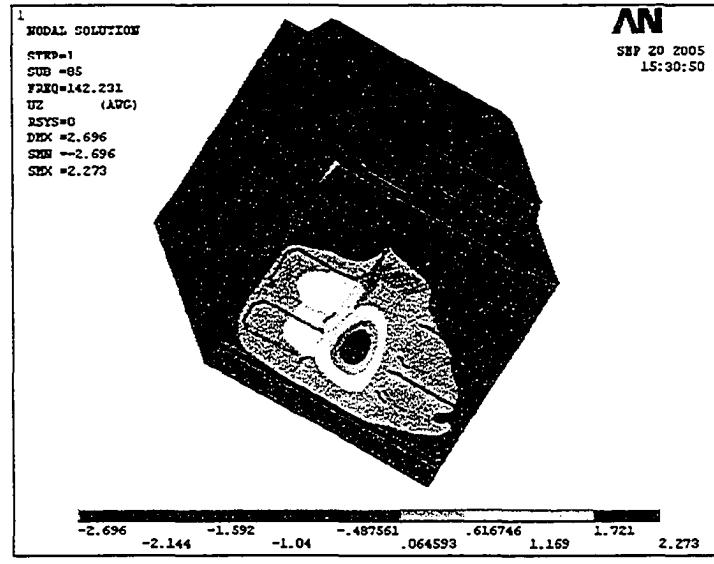


Figure 126 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 8 à 142,23 Hz

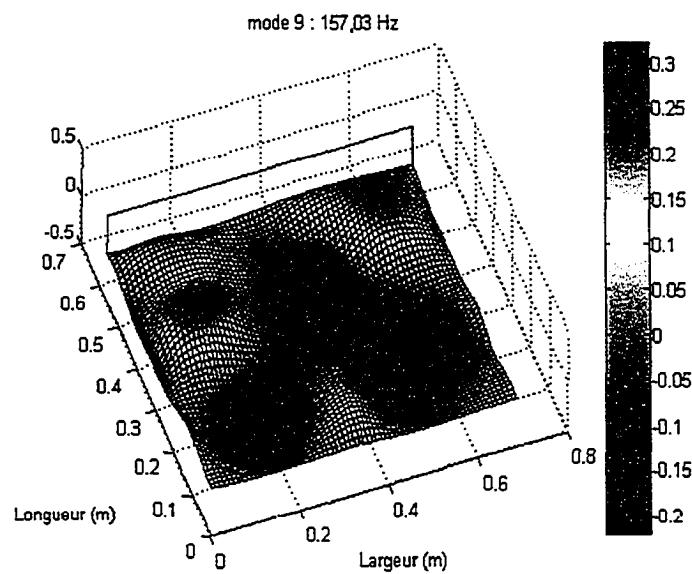


Figure 127 Le mode expérimental # 9 du système complet à 157,03 Hz

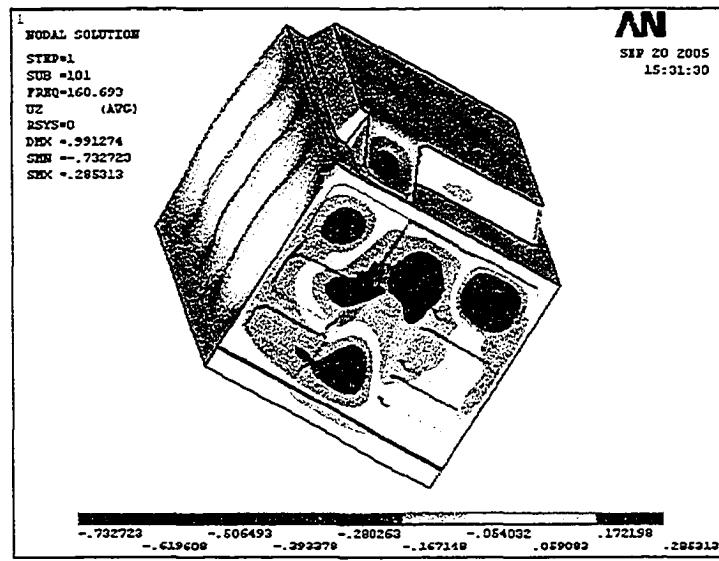


Figure 128 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 9 à 160,69 Hz

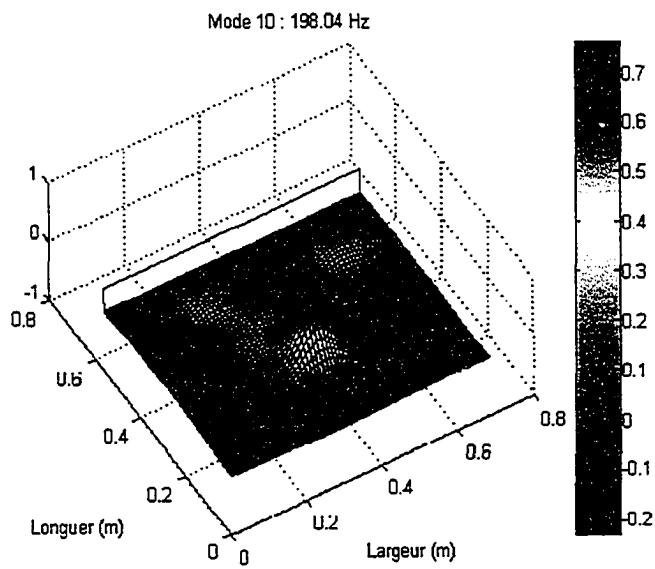


Figure 129 Le mode expérimental # 10 du système complet à 198 Hz

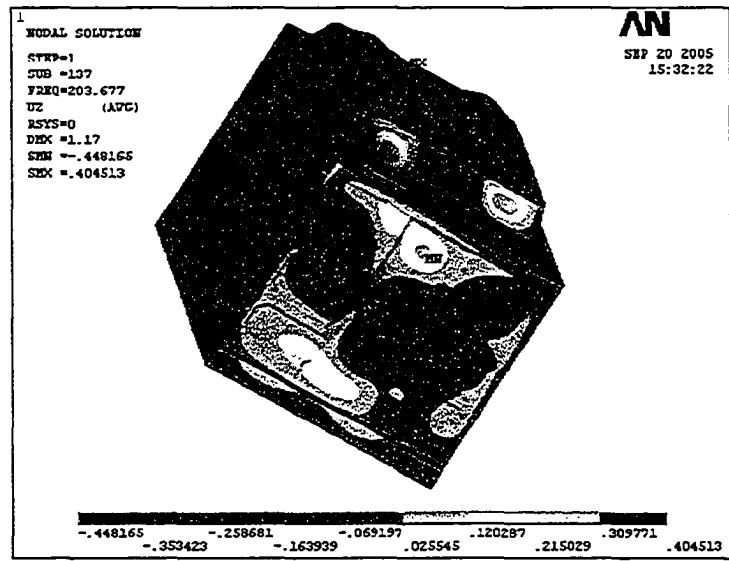


Figure 130 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 10 à 203,77 Hz

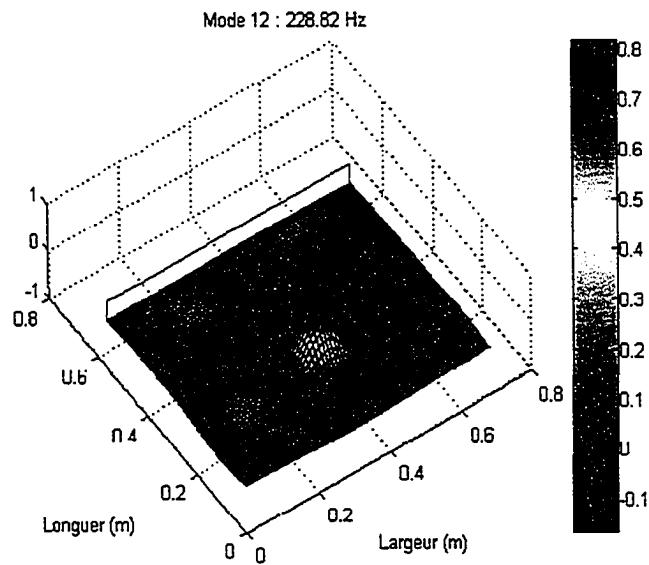


Figure 131 Le mode expérimental # 12 du système complet à 229 Hz

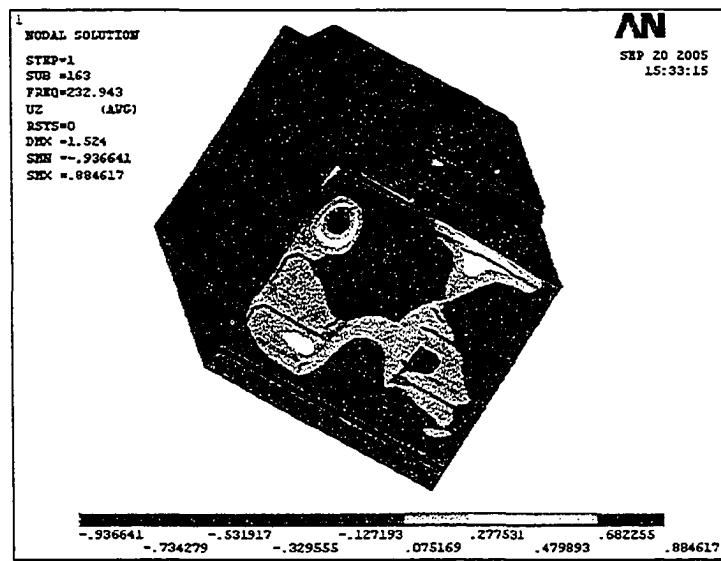


Figure 132 Analyse modale par éléments finis du système complet, le mode # 12 à 232,94 Hz

ANNEXE 7

DÉFORMÉES MODALES DES DIFFÉRENTES CONCEPTIONS ÉVALUÉES

Nous présentons dans ce qui suit les déformées modales des modes autour de 90, 120, 150 et 210 Hz obtenues par simulation numérique des modèles par éléments finis des conceptions à évaluer ainsi que celles de la version retenue.

La version longue

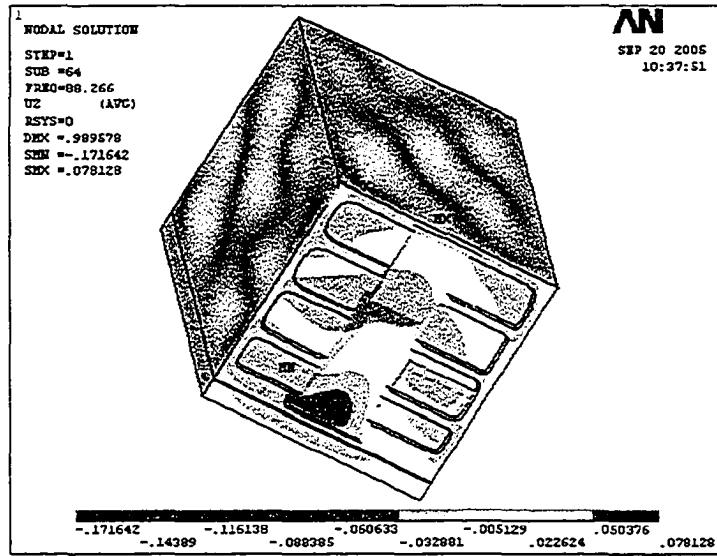


Figure 133 La déformée modale de la version longue à 88,26 Hz

Ce mode contient une zone présentant un ventre (affiché en marron) et coupant l'embase en largeur. Cette zone occupe le même espace que celui occupé pour le mode à 30,25 Hz et passe en plus par les zones mitoyennes aux deux embosses successives présentes de part et d'autre de l'embase.

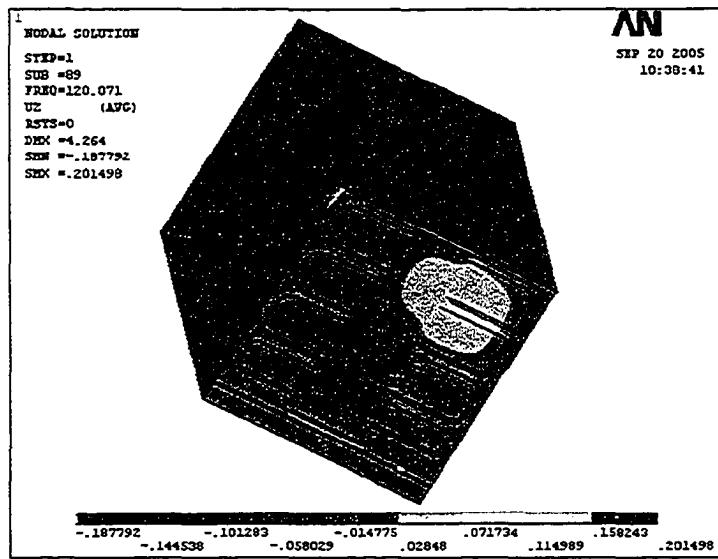


Figure 134 La déformée modale de la version longue à 120,07 Hz

Ce mode présente un ventre (affiché en bleu) occupant trois embosses successives situées à gauche de l'embase, un autre ventre (affiché en bleu lui aussi) situé sur l'embase juste au dessous du moteur électrique. Il comporte aussi un autre ventre (affiché en vert clair) présent sur une embosse situé à l'arrière de l'embase.

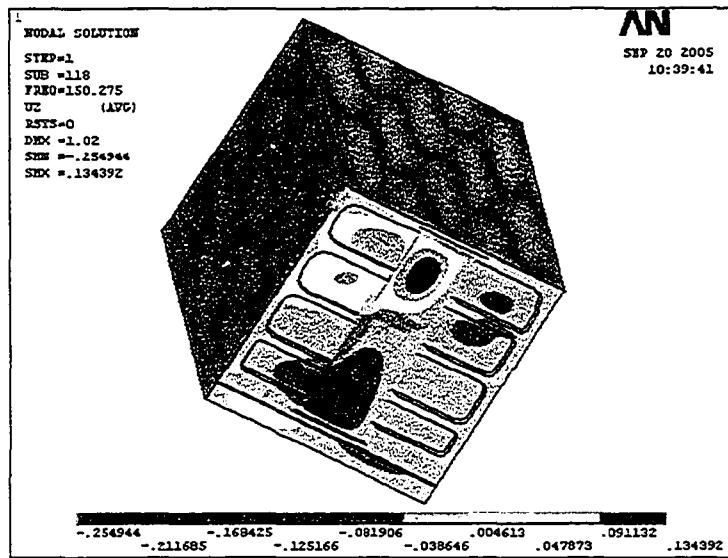


Figure 135 La déformée modale de la version longue à 150,27 Hz

Ce mode contient deux ventres pouvant avoir des amplitudes importantes. Le premier (affiché en bleu) se situe sur la grande surface oblique et le second se situe sur l'embosse présente à l'arrière de l'embase.

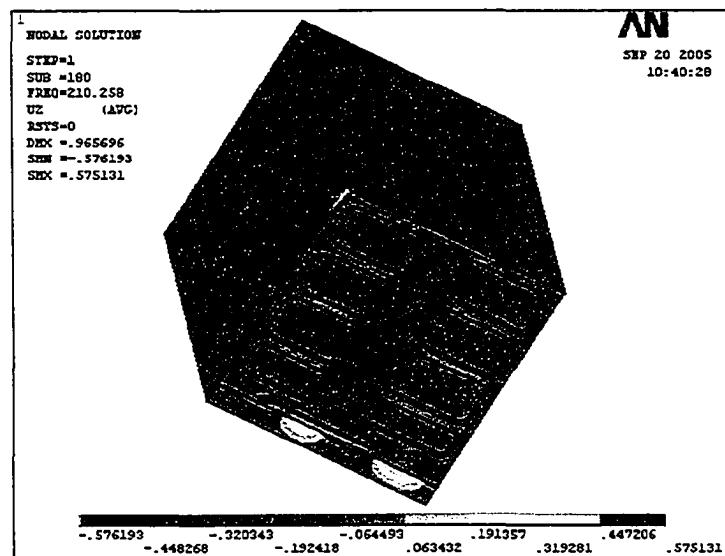


Figure 136 La déformée modale de la version longue à 210,25 Hz

Le mode à 210,25 Hz présente juste un seul ventre (affiché en bleu).

La version à croisillons

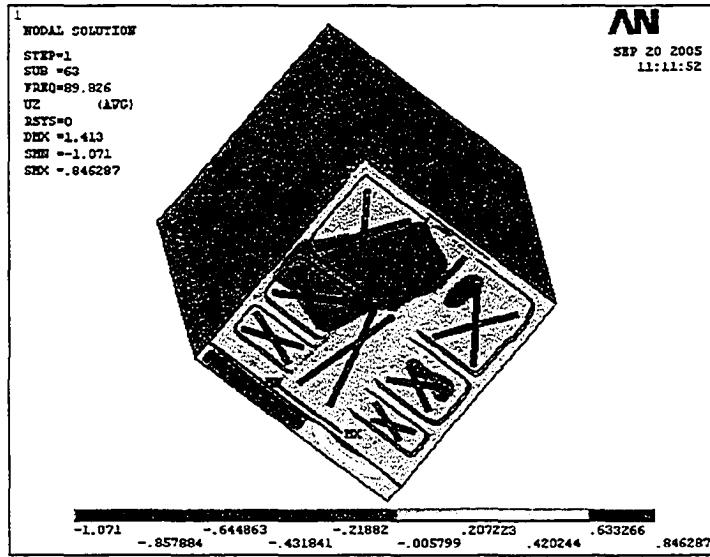


Figure 137 La déformée modale de la version à croisillons à 89,82 Hz

Pour cette déformée, nous pouvons constater certaines zones ayant un niveau d'amplitude relativement moyen. La première se situe sur l'embosse au dessous du moteur électrique, la deuxième qui est disposée d'une façon oblique occupe l'embosse centrale à l'arrière de l'embase, la moitié de l'embosse arrière gauche et presque la totalité de la surface de l'embosse située à l'avant d'elle. Il faut noter que cette deuxième zone occupe une bonne partie de la surface oblique latérale gauche.

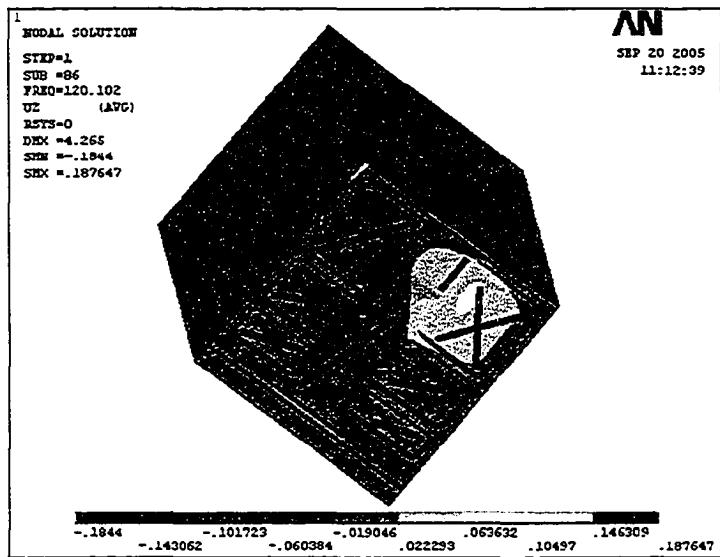


Figure 138 La déformée modale de la version à croisillons à 120,1 Hz

Pour cette déformée nous retrouvons deux ventres (affichés en bleu). Le premier se situe sur l'embosse au dessous du moteur électrique pour lequel l'amplitude maximale est notée à l'extrémité du croisillon. Le second se situe à l'avant de l'embase et occupe une partie de la surface latérale oblique gauche. Un autre ventre (affiché en couleur jaune) est noté sur l'embosse arrière à droite pour lequel le maximum se situe sur l'extrémité du croisillon.

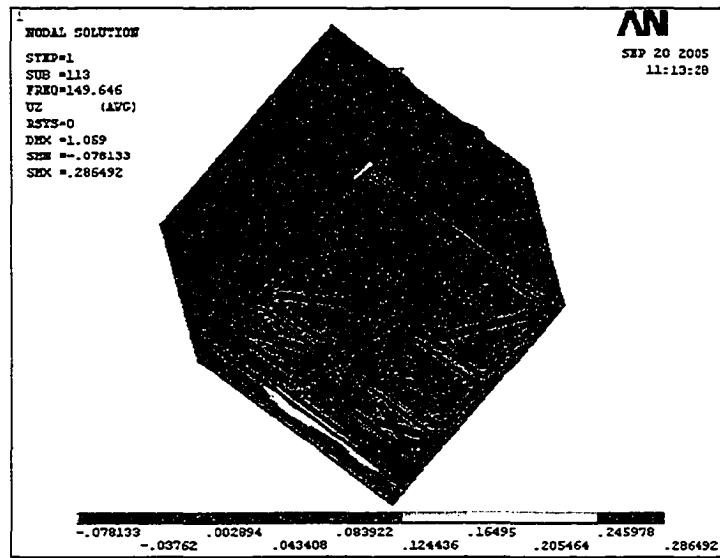


Figure 139 La déformée modale de la version à croisillons à 149,64 Hz

La première zone présentant une amplitude de déformation maximale (coloré en bleue) occupe en même temps l'embosse qui se situe à l'arrière à gauche de l'embase ainsi que celle se trouvant l'arrière au milieu de l'embase. La deuxième se situe sur la surface médiane oblique (affichée en vert clair).

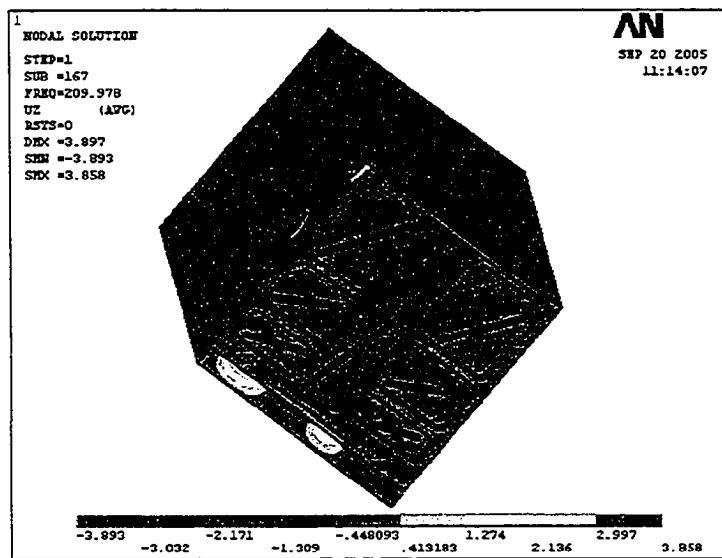


Figure 140 La déformée modale de la version à croisillons à 209,97 Hz

Le mode à 209,97 Hz est en général stable, il ne présente pas de ventres sur l'embase.

La version sans ponts de raccordement

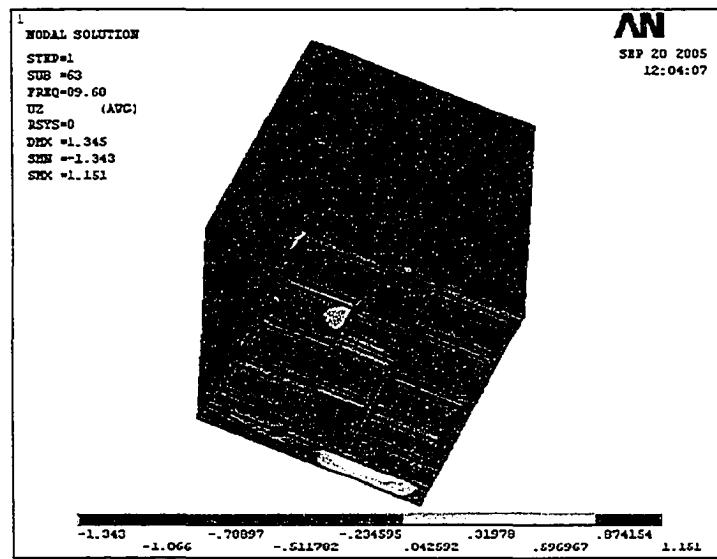


Figure 141 La déformée modale de la version sans raccordement à 89,68 Hz

La déformée qui correspond à ce mode est généralement stable (toutes les parties présentent des amplitudes de vibration très proches).

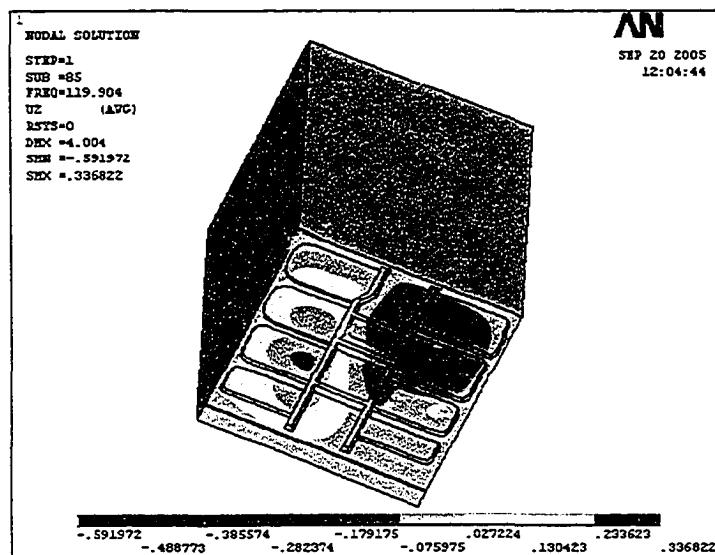


Figure 142 La déformée modale de la version sans raccordement à 119,9 Hz

Cette déformée présente deux ventres situés sur deux différentes embosses disposés d'une façon symétrique par rapport au centre de l'embase.

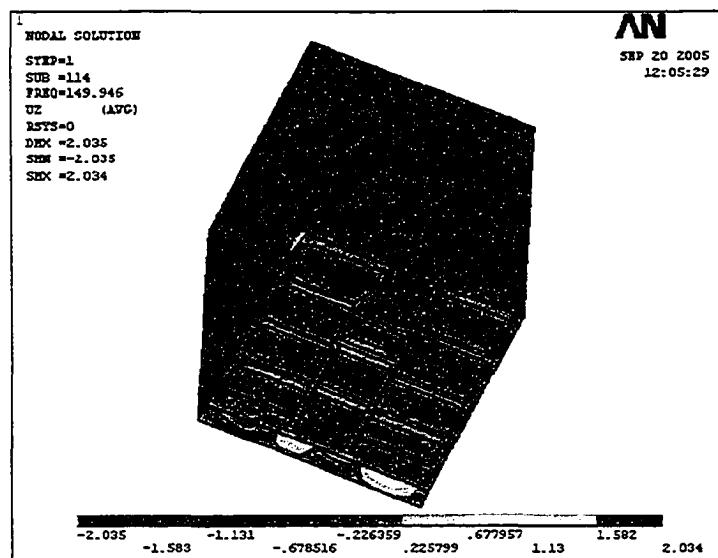


Figure 143 La déformée modale de la version sans raccordement à 149,94 Hz

La déformée qui correspond au mode à 149,49 Hz est généralement stable (toutes les parties présentent des amplitudes de vibration très proches).

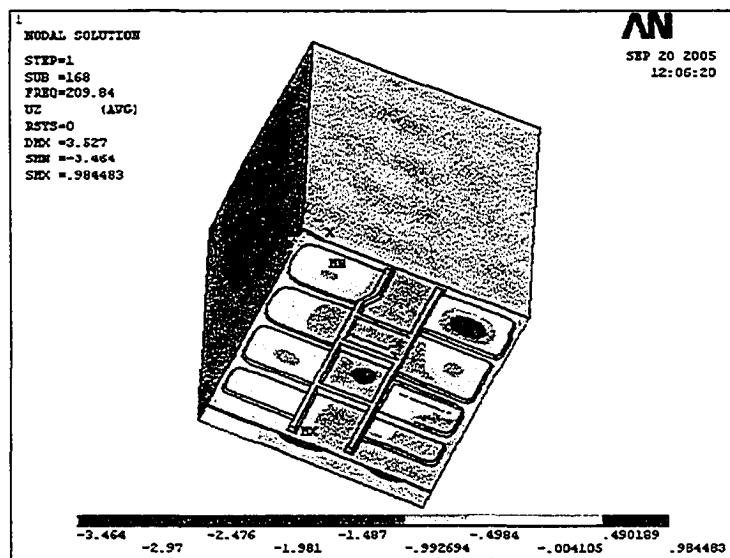


Figure 144 La déformée modale de la version sans raccordement à 209,84 Hz

Cette déformée modale présente un ventre (affiché en rouge) sur l'embosse située au bon milieu de l'embase. Il présente également quatre ventres (affichés en vert clair) disposés aux milieux de certaines embosse.

La version avec ponts de raccordement

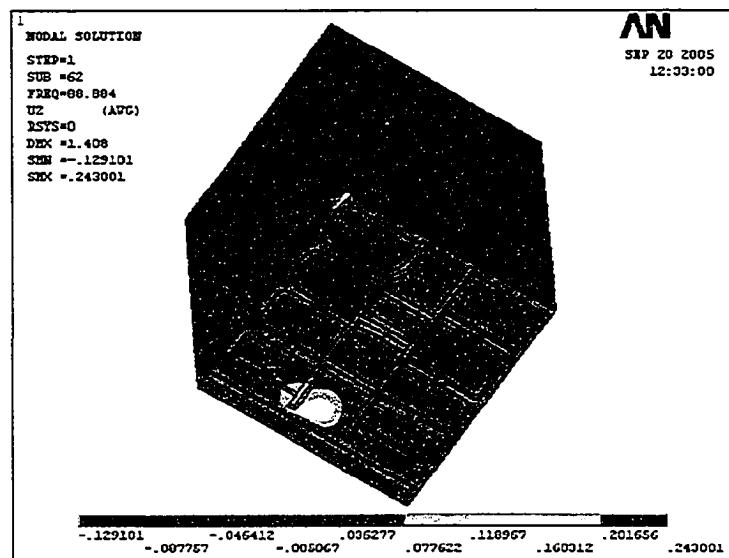


Figure 145 La déformée modale de la version avec raccordement à 88,88 Hz

Le ventre (affiché en bleu) que présente ce mode relie les deux embosses situées à l'arrière gauche de l'embase et est centre sur le pont de raccordement les reliant.

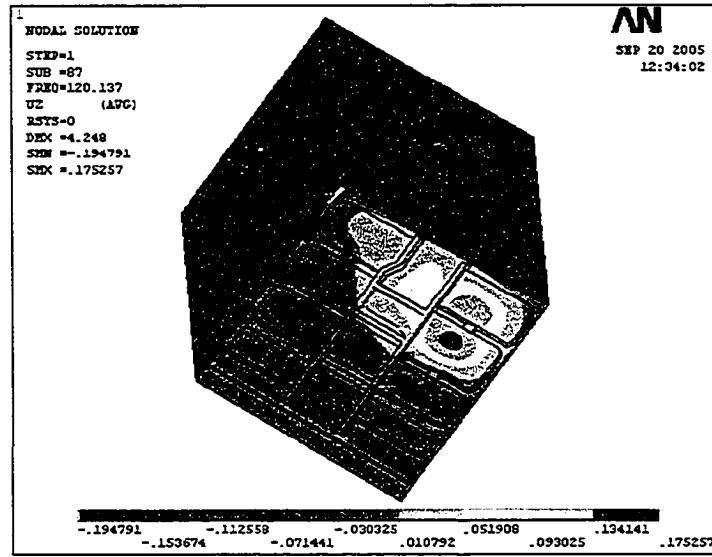


Figure 146 La déformée modale de la version avec raccordement à 120,13 Hz

Le premier ventre que présente ce mode (affiché en rouge) se trouve à l'arrière droite de l'embase, il relie les deux embosses successives s'y trouvant, son maximum n'est pas centré sur le pont de raccordement. Le second ventre se trouve à droite de l'embase, il s'étale sur trois embosses successives (à partir de l'avant) et est disposé par rapport aux ponts de raccordement les reliant.

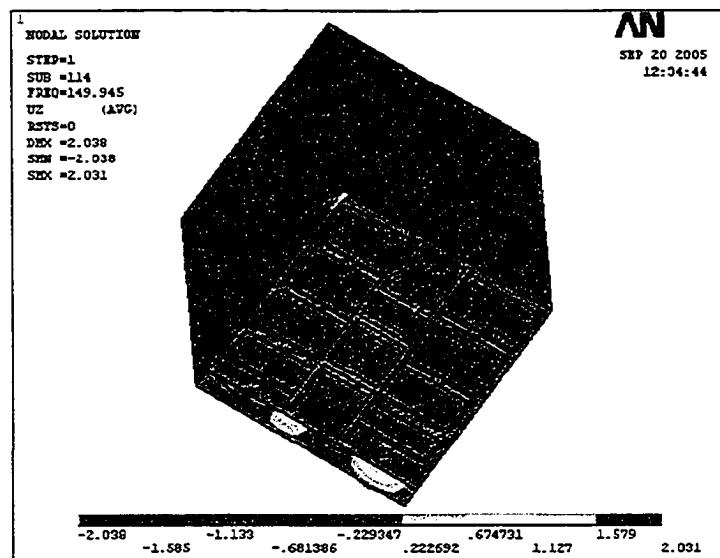


Figure 147 La déformée modale de la version avec raccordement à 149,94 Hz

Pour cette déformée, toutes les parties de l'embase présentent des amplitudes de vibration très proches les unes des autres.

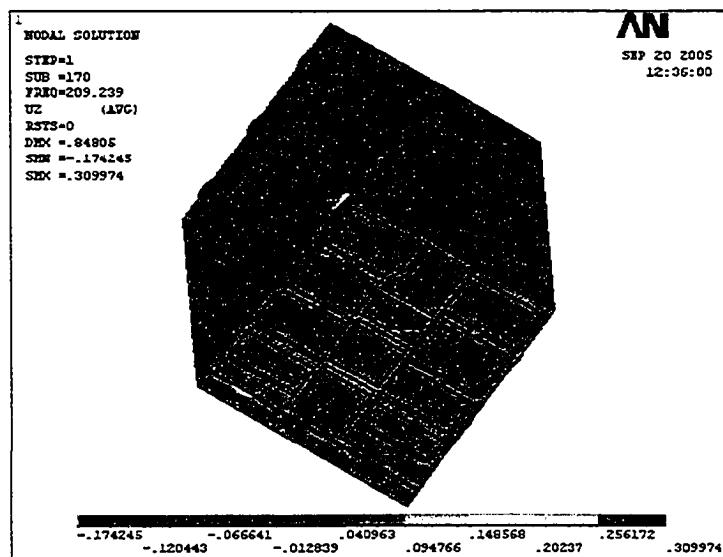


Figure 148 La déformée modale de la version avec raccordement à 209,23 Hz

Pour cette déformées, nous pouvons facilement remarquer la présence de ventres (affiché en bleu) se trouvant aux centres des embosses situées à l'arrière de l'embase.

La version finale

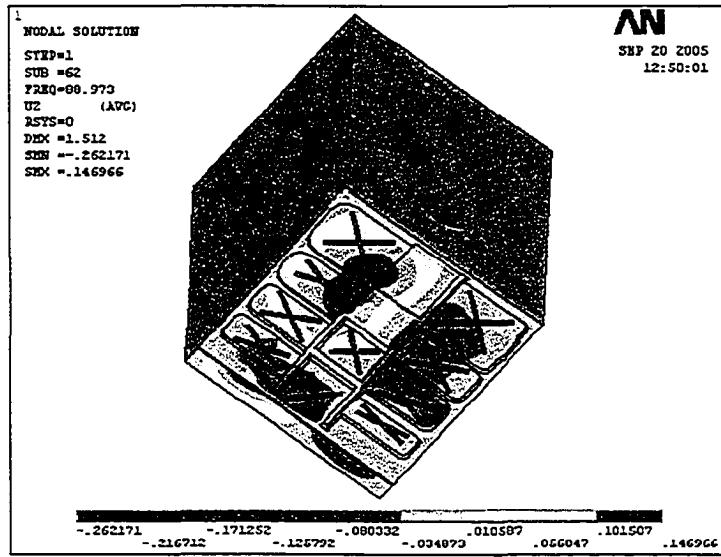


Figure 149 La déformée modale de la version finale à 88,97 Hz

La même observation est dressée pour ce mode où un ventre (affiché en rouge) est présent autour du point d'interruption de la nervure gauche. Nous pouvons également noter la présence de deux autres ventres (affichés en bleu clair) : le premier est situé sur l'embosse au centre à l'avant de l'embase (il se situe exactement à l'extrémité du croisillons), le second se trouve à l'extrémité droite de l'embosse située juste au-dessous du moteur électrique.

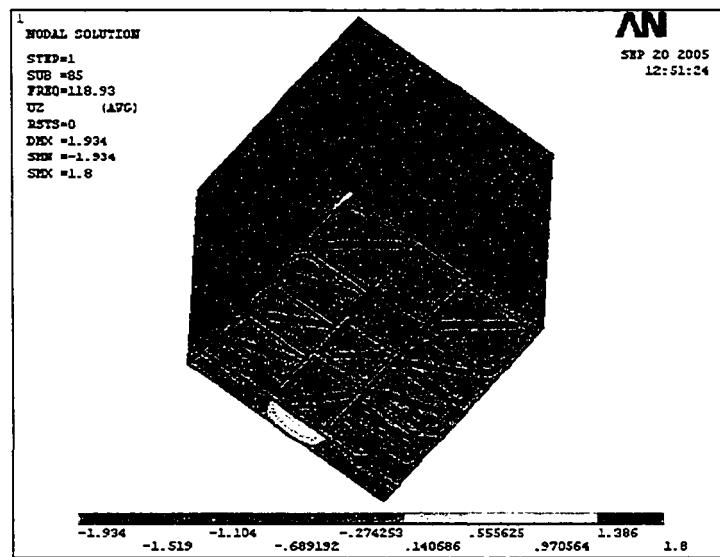


Figure 150 La déformée modale de la version finale à 118,93 Hz

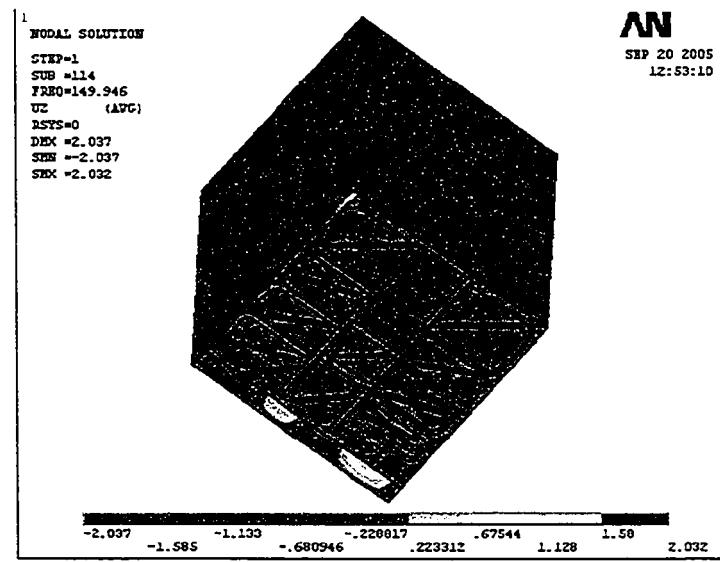


Figure 151 La déformée modale de la version finale à 149,9 Hz

Toutes les parties de l'embase pour les déformée à 118,93 Hz et à 149,9 Hz présentent des amplitudes de vibration très proches les unes des autres.

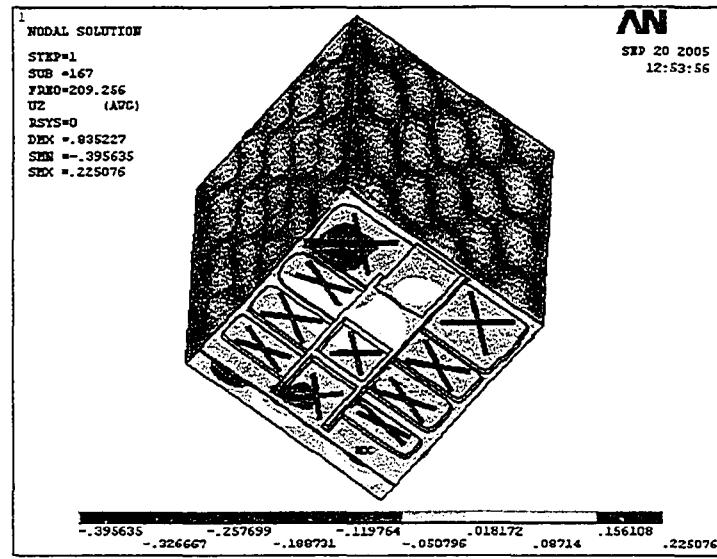


Figure 152 La déformée modale de la version finale à 209,25 Hz

Les zones d'amplitude maximale pour cette déformée sont affichées en vert clair. La première est notée autour de l'extrémité du croisillon sur l'embosse située à l'arrière gauche de l'embase. La seconde est notée autour de l'extrémité du croisillon sur l'embosse située au centre à l'avant de l'embase. La même amplitude peut aussi être notée sur l'embosse juste au dessous du moteur électrique.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Sayer, R. J. (2004). Finite element analysis-a numerical tool for machinery vibration analysis. *Sound and Vibration, May 2004*.
- [2] Mottershead, J. E., Friswell, M. I. (1993). Model updating in structural dynamics: A survey. *Journal of Sound and Vibration 167(2)*, 347-375
- [3] Ewins, D. J., Imregun, M. (1988). On the reliability of computational dynamic response prediction capabilities. *Journal of the Society of Environmental Engineers 27-1, Issue 116*, 3-13.
- [4] Berman, A., Flannelly, W. G. (1971). Theory of incomplete models of dynamic structures. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 9(8)*, 1481-1487.
- [5] Berman, A. (1984). System identification of structural dynamic models-theoretical and practical bounds. *AIAA conference paper 84-0929*
- [6] Berman, A. (1984). Limitations on the identification of discrete structural dynamic models. *2nd International conference on recent advances in structural dynamics, Southampton*, 427-435.
- [7] Mottershead, J. E., Shao W. (1993). Correction of joint stiffnesses and constraints for finite element models in structural dynamics. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics 60(1)*, 117-122
- [8] Mottershead, J. E., Goh, E. L., Shao, W. (1992). On the treatment of discretization errors in finite element model updating. *17th International Modal Analysis Seminar, K. U. Leuven*, 1245-1262
- [9] Fox, R. L., Kapoor, M., P. (1968) Rates of change of eigenvalues and eigenvectors. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal 6 (12)*, 2426-2429.
- [10] Nelson, R. B. (1976) Simplified calculation of eigenvectors derivatives. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal 14 (9)*, 1201-1205.
- [11] Lim, K. B., Junkins, J. L., Wang, B. P. (1987) Re-examination of eigenvectors derivatives. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal of Guidance, Control and dynamics 10(6)*, 581-587.

- [12] Ojalvo, I. U. (1987). Efficient computation of mode shape derivatives for large dynamic systems. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 25 (10), 1386-1390.
- [13] Sutter, T. R., Camarda, C. J., Walsh, J. L. Adelman, H. M. (1988). Comparison of several methods for calculating vibration modes shapes derivatives. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 26 (12), 1506-1511.
- [14] Tan, R. C. E. (1989). Some acceleration methods for the iterative computation of derivatives of eigenvalues and eigenvectors. *International Journal of Numerical Methods in Engineering* 28(7), 1505-1519.
- [15] Wang, J. H., Liou, C. M. (1991). Experimental identification and mechanical joint parameters. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Vibrations and Acoustics* 113(1), 28-36.
- [16] Hong, S. W., Lee, C. W. (1991) Identification of linearised joint structural parameters by combined use of measured and computed frequency response. *Mechanical Systems and Signal Processing* 5(4), 267-277.
- [17] Dascotte, E. (2004). Linking FEA with test. *Sound and Vibration, April 2004*, 12-17.
- [18] Alavi, B., Saiedfar, M., Wapiennik, J. (2004). Application of various dynamic analyses in solving structural vibration problems. *Proceedings 22nd Seminar on machinery vibration Ottawa 2004*.
- [19] Eckert, W. F., Lawn, S. P. (2004). Paper machine speed increase trial. *Proceedings 22nd Seminar on machinery vibration Ottawa 2004*.
- [20] Hopkins, R. N., Carne, T. G., Dohrmann, C. R., Nelson, C. F., O'Gorman, C. C. (2004). Combining test-based and finite element-based models in NASTRAN[®]. *Sound and Vibration, April 2004*, 18-21.
- [21] Pickrel, C. R. (2002). Airplane ground vibration testing-nominal modal model correlation. *Sound and Vibration, November 2002*, 18-23.
- [22] Thomas, M. (2003). *Fiabilité, maintenance prédictive et vibrations de machines*. Montréal: publications ETS.
- [23] Inman, D. J. (Ed.). (2001). *Engineering vibration* (2nd ed.): Upper Saddle River, N.J.

- [24] Ewins, D. J. (Ed.). (2000). *Modal testing: theory, practice and application* (second ed.). Hertfordshire, England: Research Study Press Ltd.
- [25] Moaveni, S. (1999). *Finite element analysis, theory and application with Ansys*. Englewood Cliffs, N.J. : Prentice-Hall.
- [26] Hatch, M. R. (2001). *Vibration simulation using Matlab and ANSYS*. Boca Raton, Flor. : Chapman & Hall/CRC
- [27] Iotech. *ZonicBook™ Medallion™ Series Portable Real-Time Vibration Analysis System*. Site de la compagnie Iotech, [En ligne]. <http://www.iotech.com/catalog/daq/zonicbook.html> (page consultée en novembre 2003).
- [28] SAS-IP. (2002). ANSYS® Help (Version 6.1). Canonsburg, PA: SAS IP Inc
- [29] Haik, Y., Kilani, M. (2002). *Essentials of Pro/engineer*. Pacific Grove, Calif. : Brooks/Cole.
- [30] Graham, G., Dennis, S. (2002). *Inside Pro/engineer 2001 (3rd Edition)*. Santa Fe, N.M. : OnWord Press.
- [31] Mabrouki, F., Thomas, M., Lakis, A. (2004). Improving the vibratory behaviour of a flexible plate using combined experimental measurements and F.E. modelling. *Proceedings 22nd Seminar on machinery vibration Ottawa, CMVA, 10 pages..*