
УДК 629.784

Применение метода модальных смещений для определения мест расположения датчиков при вибрационных испытаниях изделий

Я.М. Клебанов, В.А. Бруяка, М.А. Вавилов.

Аннотация

В статье представлены результаты определения оптимальных мест расположения датчиков и активаторов при вибрационных испытаниях изделия «Союз 2 этап 1 В», полученные по методу нормализованных модальных смещений. Расчеты проведены с использованием МКЭ в пакете ANSYS.

Ключевые слова:

вибрационные испытания; метод конечных элементов; модальный анализ; ansys.

Введение

При проектировании и доводке изделий авиационной и ракетно-космической техники приходится учитывать влияние вибрации на их работоспособность. Основным методом получения вибрационных характеристик в настоящее время служит эксперимент, результатом которого, являются, в частности, амплитудно-частотные характеристики изделия, измеренные в заданных точках конструкций, и резонансные частоты, определенные исходя из абсолютных значений амплитуд. На этапе планирования вибрационных испытаний актуальной является задача о выборе мест установки датчиков и направлений, в которых измеряются отклики изделия. Выбор схемы расположения датчиков влияет на точность последующего определения резонансных частот и форм колебаний, по которым в дальнейшем могут корректироваться компьютерные модели изделия. Подобный подход для уточнения конечно-элементных моделей летательных аппаратов используется, в частности, в компаниях Airbus [1], LMS [2] и ГКНПЦ им. М.В. Хруничева [3,4].

При правильно выбранной схеме расположения датчиков результаты экспериментального определения вибрационных характеристик могут также использоваться

для выявления дефектов изделия. Выявление сдвига собственных частот позволяет идентифицировать наличие повреждений в конструкции. Так, в работе [5] сдвиг собственных частот позволил выявить повреждение в конструкции моста. Измерение собственных частот может было использовано для выявления некруглости тел качения в шарикоподшипнике [6], определения повреждений тросов морских платформ [7,8], сварного точечного соединения [9], рамных конструкций [10,11].

При вибрационных испытаниях крупногабаритных изделий приложение нагрузки в одном выбранном месте может быть недостаточным для создания необходимого уровня колебаний и для возбуждения некоторых форм колебаний. Места и направления оптимальные для размещения датчиков являются оптимальными и для приложения нагрузки при многоактиваторном вибрационном нагружении, обеспечивающем возбуждение всех необходимых форм колебаний.

Определить наилучшие места для установки датчиков или приложения вибрационных нагрузок только по экспериментальным данным практически затруднительно ввиду ограниченности количества мест установки датчиков, замеряющих амплитуды колебаний, и отсутствия данных по фазам колебаний. Недостающую информацию о поведении изделия при вибрационном нагружении может дать компьютерное моделирование методом конечных элементов, включающее проведение модального анализа. Результаты модального анализа позволяют выявить все необходимые собственные частоты и формы колебаний изделия в заданном частотном диапазоне.

В настоящее время разработан целый ряд методов, которые по результатам модального анализа позволяют определить оптимальные места установки датчиков и активаторов при вибрационных испытаниях. Указанные методы основываются на различных критериях и могут быть разделены на две группы:

- методы, определяющие оптимальные места для размещения датчиков, к которым относятся метод нормализованных модальных смещений (Normalized Nodal Displacement – NMD), метод узловой кинетической энергии (Nodal Kinetic Energy – NKE) и другие;
- методы, исключающие неоптимальные места для размещения датчиков, наиболее часто используемым из которых является метод линейно-независимых мод (Effective Independence Method – EFI).

Методы NMD и NKE позволяют отбирать узлы конечно-элементной сетки и степени свободы путем расчета в них специальных показателей по данным модального анализа, а метод EFI – исключать узлы путем построения информационной матрицы, которая оценивает вклад каждой степени свободы в формирование исследуемого набора собственных

векторов. Подробное описание и сравнение эффективности указанных методов можно найти в работах [12 – 14].

В настоящей работе для определения оптимальных мест установки датчиков при вибрационных испытаниях изделия «Союз 2 этап 1 В» используется метод нормализованных модальных смещений (NMD), как один из наиболее простых в практической реализации. В соответствии с этим методом для всех представляющих интерес степеней свободы конечно-элементной модели рассчитываются вычеты

$$DPR_k(i) = \frac{\Psi_{ik}^2}{\omega_k}, \quad (1)$$

где k – номер формы ($k = 1, \dots, n$), i – номер степени свободы, Ψ_{ik} – компонента собственного нормализованного вектора.

Затем рассчитываются критерии сравнения – величины нормализованных модальных смещений NMD:

минимальный NMD –

$$NMD_{MIN(i)} = \min_{k=1, \dots, n} DPR_k(i); \quad (2)$$

средний NMD –

$$NMD_{AVG}(i) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n DPR_k(i); \quad (3)$$

максимальный NMD –

$$NMD_{MAX(i)} = \max_{k=1, \dots, n} DPR_k(i); \quad (4)$$

взвешенный NMD –

$$NMD_{MIN(i)} = NMD_{MIN(i)} \cdot NMD_{AVG}(i). \quad (5)$$

Обычно взвешенное значение, рассчитанное по (5), является наиболее репрезентативной метрикой для определения оптимальных мест установки датчиков. Степени свободы с наибольшими значениями этого критерия являются наилучшим для создания возбуждения для рассмотренных собственных форм колебаний.

Подготовка расчетной модели

В качестве исходных данных для модального анализа используются объёмные модели изделия «Союз 2 этап 1 В» и нагрузочного стенда, созданные в CAD-системе. Для данного изделия с целью упрощения задачи выполнен переход от объёмных тел к поверхностным (оболочечным) телам. Отказ от объёмной геометрии изделия и переход к оболочечной

модели позволяет достаточно полно описывать геометрию и в тоже время получать приемлемую для расчета на неспециализированной вычислительной технике размерность задачи, определяемую числом степеней свободы. В оболочечную модель переносятся все имеющиеся в исходных моделях элементы конструктивного исполнения и задаются соответствующие толщины оболочек. Все вышеуказанные действия были выполнены в пакете ANSYS. Общий вид получаемой модели испытательного стенда (стапеля) и изделия показан на рисунке 1.

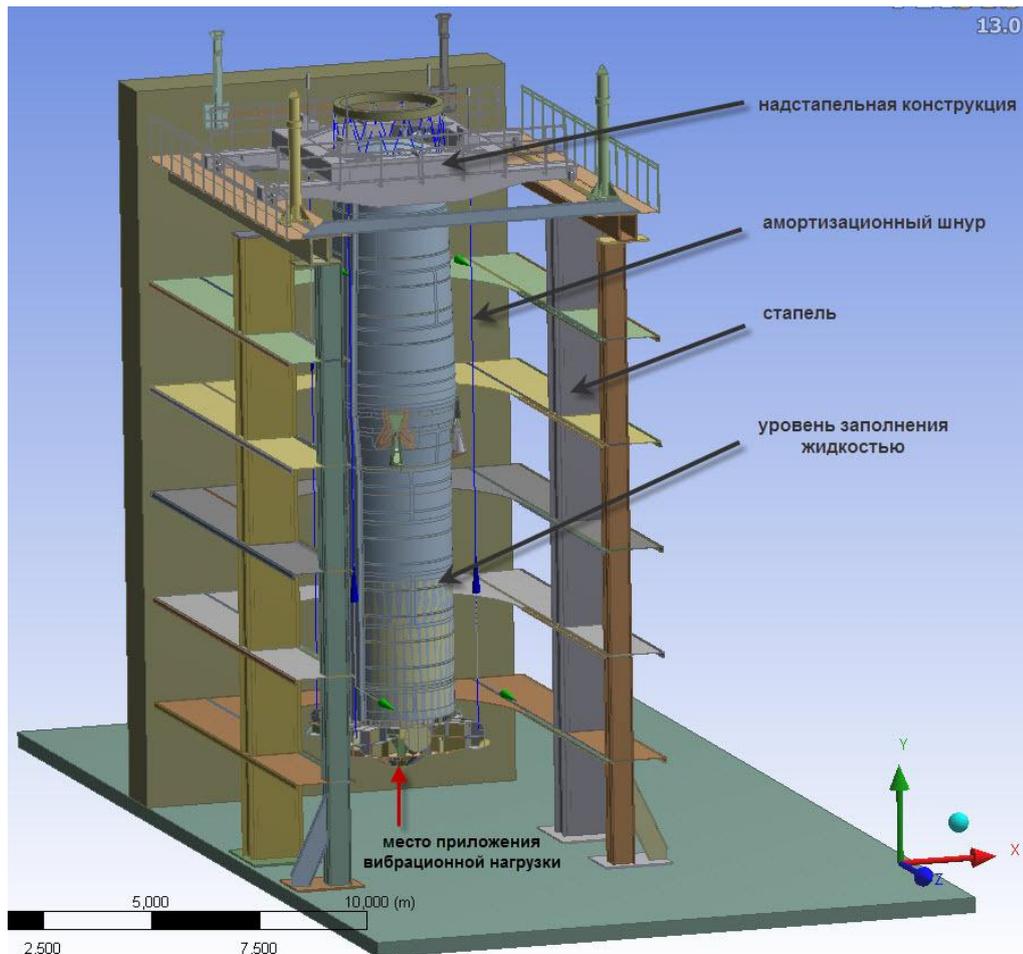


Рисунок 1 – Общий вид модели испытательного стенда и изделия

По условиям виброиспытаний внутренняя полость изделия заполнена жидкостью, которая моделируется в ANSYS объемными элементами типа FLUID30. Контакт между объемными конечными элементами жидкости и плоскими конечными элементами деталей изделия, затапливаемых жидкостью, осуществляется путем связывания степеней свободы соседних узлов. В данной постановке задачи не учитывается эффект «плескания» жидкости на свободной поверхности, поскольку его частота не превышает 5 Гц.

На следующем этапе выполняется разбиение геометрических моделей на конечные элементы. Поверхности разбиваются на конечные элементы с помощью 4-х узловых оболочечных конечных элементов SHELL181, имеющих шесть степеней свободы в каждом узле. Используя такие возможности конечного элемента SHELL181, как генерация конечных элементов в сечении оболочки и смещение узлов от средней плоскости на любую заданную величину, для оболочечной модели, состоящей только из поверхностей, можно создать конечно-элементную модель, соответствующую по механическим свойствам модели из трёхмерных объёмных элементов. Тем самым моделируется необходимая жесткость конструкции. В результате разбиения сформированной геометрической модели на конечные элементы было получено около 5 млн. элементов.

Далее задаются необходимые свойства материалов изделия и нагрузочного стенда. Упругое подвешивание, необходимое при проведении вибрационных испытаний данного изделия, обеспечивается соединением амортизационных шнуров в верхней части с надстапельной конструкцией. Коэффициент жесткости материала амортизационных шнуров был определен экспериментально.

После задания всех необходимых свойств материалов и граничных условий для полученной модели выполняется расчет собственных частот и соответствующих им форм колебаний. Особенностью модального анализа моделей с большим числом степеней свободы является большое количество получаемых собственных частот, образующих достаточно плотный спектр. Для последующего анализа необходимо отобрать те собственные частоты, амплитуды колебаний на которых значительны во всех или представляющих специальный интерес частях испытываемого объекта.

Результаты расчетов

На боковой поверхности изделия «Союз 2 этап 1 В» сначала были выделены участки, где возможна установка датчиков или виброактиваторов. Для расположенных на этих участках узлов вычеты $DPR_k(i)$ рассчитывались на следующем наборе собственных частот: 70 Гц, 105 Гц, 320 Гц, 445 Гц, 830 Гц, 1490 Гц, 2055 Гц. Для каждого узла учитывалось по три степени свободы в направлениях координатных осей. Так как степеней свободы, для которых необходимо проводить расчеты по формулам (1) – (5), достаточно много, то целесообразно автоматизировать все вычисления с помощью специального программного макроса.

Расчеты по методу NMD проведены в следующем порядке. Для всех представляющих интерес степеней свободы конечно-элементной модели сначала рассчитываются вычеты по

формуле (1). После этого для каждого заданного узла по всем степеням свободы и собственным частотам определяются значения показателей сравнения: NMD_{MIN} , NMD_{MAX} , NMD_{AVG} , NMD_{WGT} . Далее выполняется сортировка массива значений вычетов для всех степеней свободы выбранных узлов по величине NMD_{WGT} и отбираются узлы с наибольшими значениями этого показателя. Результаты расчетов для некоторых узлов показаны на рисунке 2, где точками на графике отмечены значения вычетов по степеням свободы для рассматриваемых частот. Конечные элементы на боковой поверхности изделия, которым принадлежат узлы с наибольшими значениями NMD_{WGT} по направлениям X, Y, Z, (ось X – по вертикали) показаны на рисунках 3 – 6. Для удобства отображения все остальные конечные элементы на боковой поверхности изделия скрыты, но, чтобы идентифицировать выбранные места на модели, на рисунках показаны некоторые составные части изделия: вертикальные профили, шпангоуты и др.

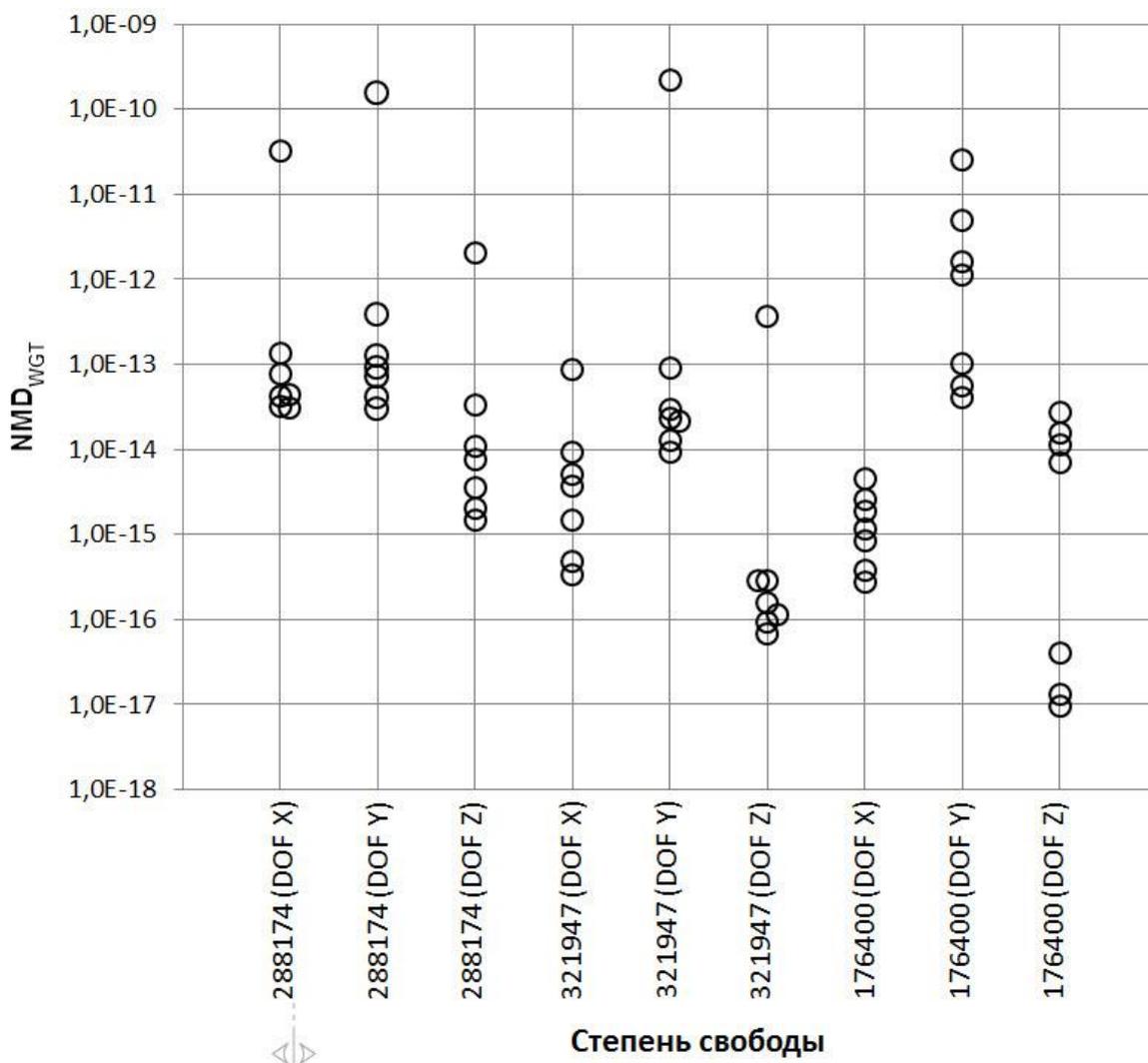


Рисунок 2 – Значения критерия сравнения NMD_{WGT} , рассчитанных для отдельных узлов (по оси абсцисс указаны номер узла и направление перемещения в КЭ-модели)

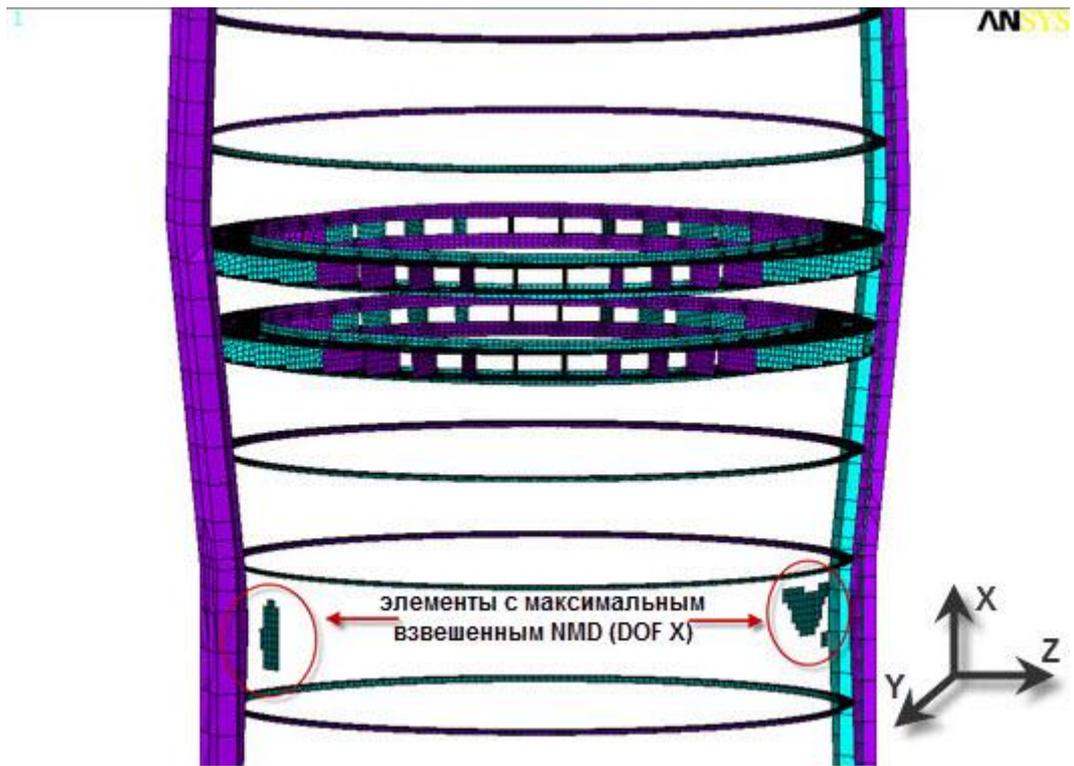


Рисунок 3 – Место установки дополнительного силового оборудования (максимумы взвешенных вычетов для направления X, области 1 и 2)

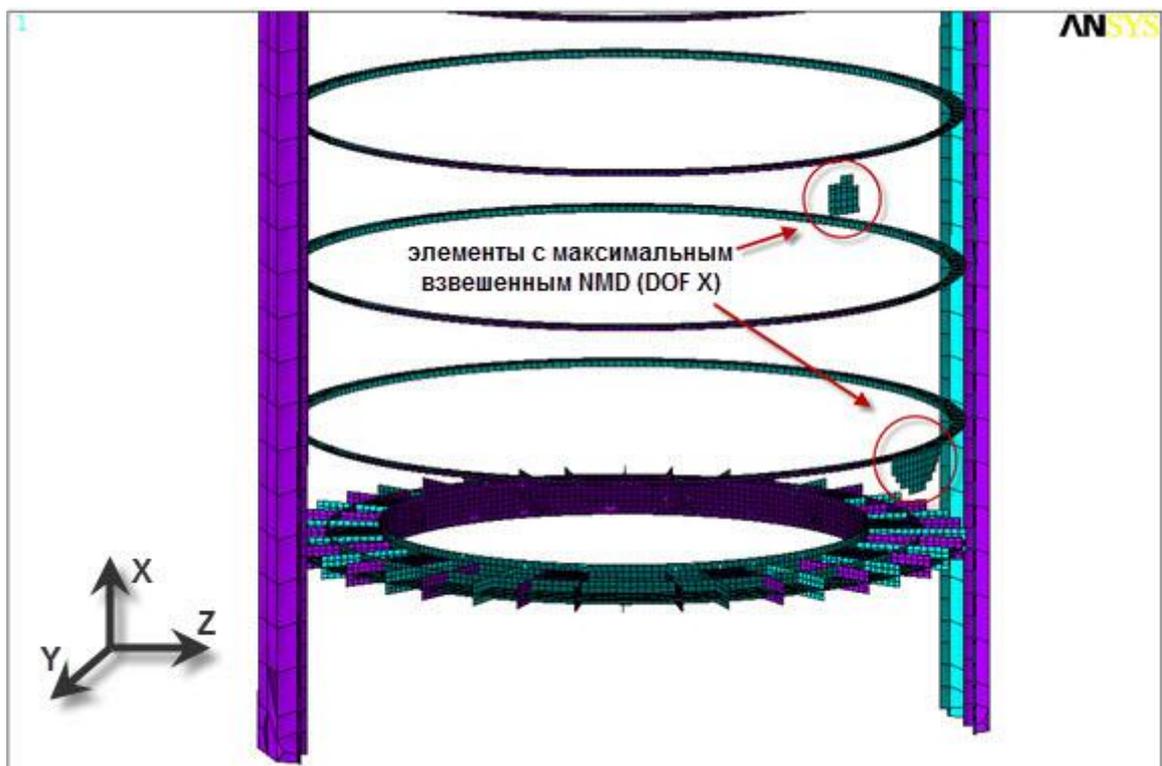


Рисунок 4 – Место установки дополнительного силового оборудования

(максимумы взвешенных вычетов для направления X, области 3 и 4)

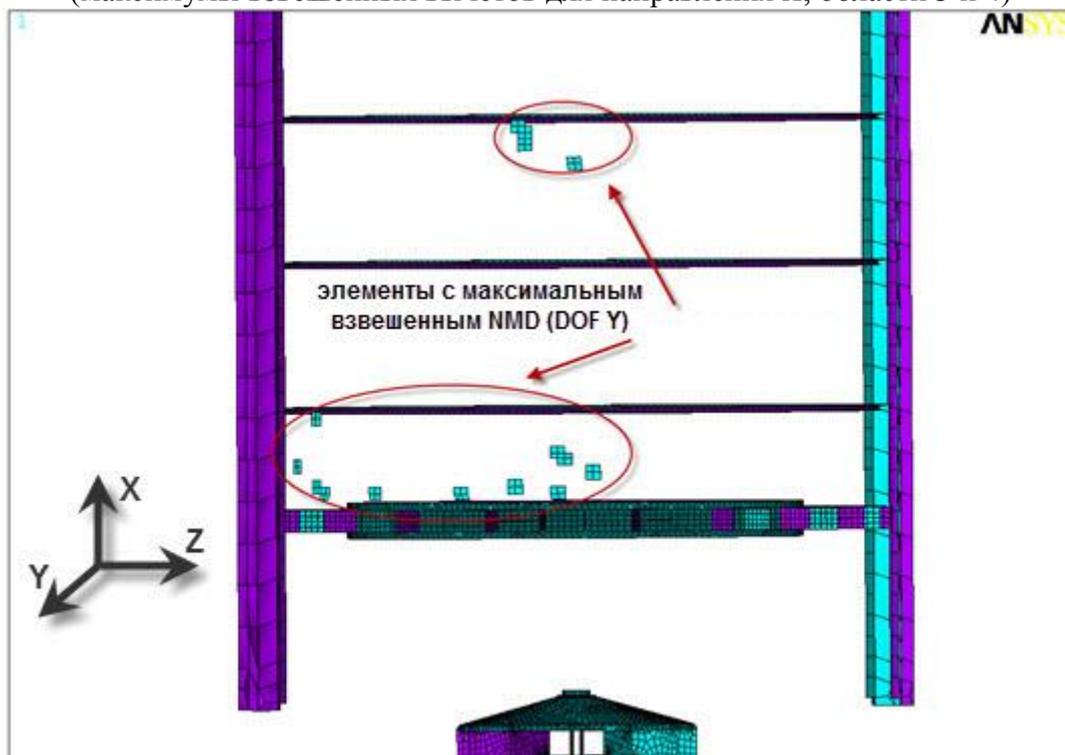


Рисунок 5 – Место установки дополнительного силового оборудования (максимумы взвешенных вычетов для направления Y)

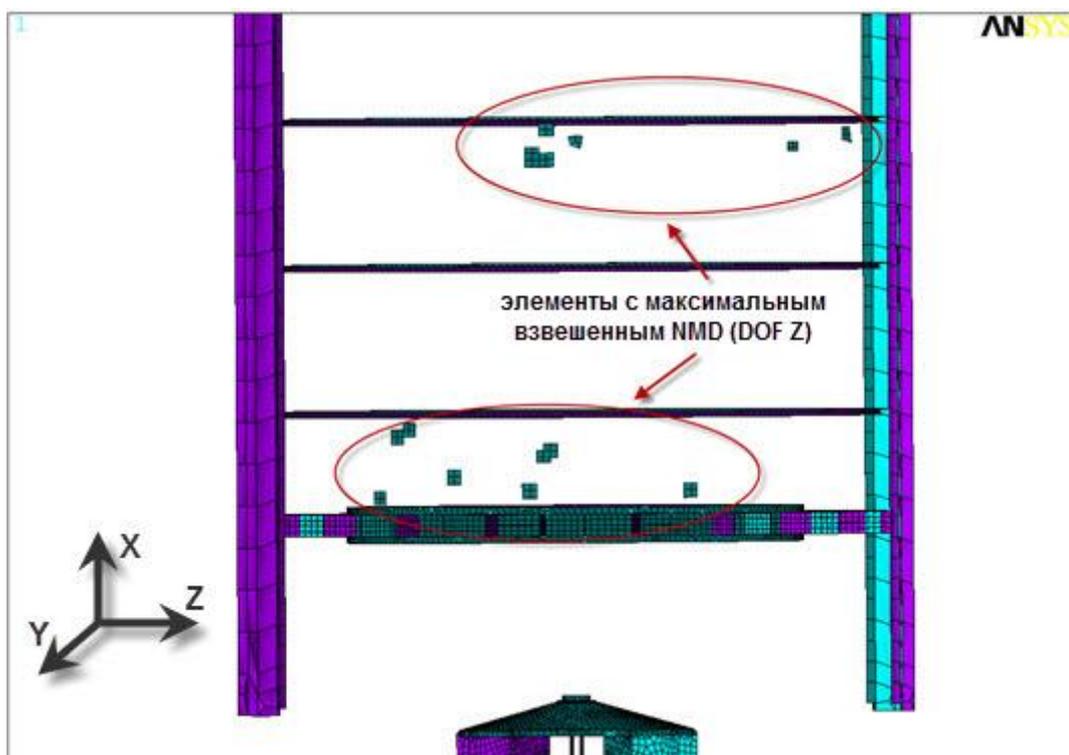


Рисунок 6 – Место установки дополнительного силового оборудования (максимумы взвешенных вычетов для направления Z)

Выводы

Таким образом, методом нормализованных модальных смещений на боковой поверхности изделия «Союз 2 этап 1 В» определены оптимальные места для установки датчиков, измеряющих отклик изделия на вибрационное воздействие. Указанные места могут быть использованы для приложения вибрационных нагрузок при многоактиваторном нагружении.

Библиографический список

1. Игеяга С. Гибридное моделирование и виброанализ в компании Airbus // ANSYS Solutions, 2005. – №1-III, с. 18-23.
2. Brughmans M., Leuridan J., Blauwkamp K. The application of FEM-EMA correlation and validation techniques on a body-in-white. Proceedings of the International Conference on Structural Dynamics Modeling, Test, Analysis & Correlation, UK, pp 269-282, 1993.
3. Бахвалов Ю.О., Клейменов Г.Б., Шевченко И.В. Метод идентификации диссипативных и жесткостных характеристик конструкций ракетно-космической техники при вибрационных испытаниях // Авиационная промышленность, 2009, №3, с. 15-18.
4. Клейменов Г.Б., Шевченко И.В. Расчётно-экспериментальный метод определения режимов вибрационных испытаний авиационной техники // Технология машиностроения, 2010, №7, с. 43-46.
5. Farrar C.R., Baker W.E., Bell T.M., Cone K.M., Darling T.W., Duffey T.A., Eklund A., Migliori A. Dynamic Characteristics and Damage Detection in the I-40 Bridge over the Rio Grande. Los Alamos National Laboratory Report LA-12767-MS, 1994.
6. Migliori A., Bell T.M., Dixon R.D., Strong R. Resonant Ultrasound Nondestructive Inspection. Los Alamos National Laboratory Report LS-UR-93-225, 1983.
7. Messina A., Jones I.A., Williams E.J. Damage Detection and Localization Using Natural Frequency Changes // Proc. of the 1st Intl. Conf. on Identif. in Eng. Syst., 1996, p. 67–76.
8. Messina A., Williams E.J., Contursi T. Structural Damage Detection by a Sensitivity and Statistical-based Method // J. of Sound. and Vib., 1998, Vol. 216, p. 791–808.
9. Wang R., Shang D., Li L., Li C. Fatigue Damage Model Based on the Natural Frequency Changes for Spot-welded Joints // Intl. J. of Fatigue, 2008, Vol. 30, p. 1047–1055.

10. Zhong S., Oyadiji S.O. Analytical Predictions of Natural Frequencies of Cracked Simply Supported Beams with a Stationary Roving Mass // J. of Sound and Vib., 2008, Vol. 311, p. 328–352.
11. Zhong S., Oyadiji S.O., Ding K. Response-only Method for Damage Detection of Beam-like Structures Using High Accuracy Frequencies with Auxiliary Mass Spatial Probing // J. of Sound and Vib., 2008, Vol. 311, p. 1075–1099.
12. Meo M., Zumpano G. On the optimal sensor placement techniques for a bridge structure // Engineering Structures. – 2005. – № 27. – p. 1488 – 1497.
13. Chen G. FE-model Validation for Structural Dynamics. Doctoral thesis, Dynamics Section, Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science, technology and Medicine, University of London, London, 2001.
14. Gündeş Bakir P. An integrated methodology for damage identification in existing buildings using optimal sensor placement techniques // The 14 World Conference on Earthquake Engineering October 12-17, 2008, Beijing, China.

Сведения об авторах

Клебанов Яков Мордухович, профессор, заведующий кафедрой Самарского государственного технического университета».

Ул. Молодогвардейская, 244, Главный корпус, г. Самара, 443100;

д.т.н., тел.: (846) 332-16-92, e-mail: jklebanov@mail.ru.

Бруйка Виталий Анатольевич, доцент Самарского государственного технического университета».

Ул. Молодогвардейская, 244, Главный корпус, г. Самара, 443100;

к.ф.-м.н., тел.: (846) 332-28-91; e-mail: vbruyaka@gmail.com

Вавилов Максим Алексеевич, начальник группы ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс».

Ул. Земеца 18, г. Самара, 443009;

тел.: (846) 228-92-68 ,e-mail: vaviloff@samtel.ru