

УДК 621.432

DOI: 10.46960/1816-210X\_2021\_1\_78

С.А. Сергиевский, А.В. Герасин

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ РАМЫ ЛЕГКОГО  
КОММЕРЧЕСКОГО АВТОМОБИЛЯ НА ЕЕ ДИНАМИЧЕСКУЮ ЖЕСТКОСТЬ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева  
Нижний Новгород, Россия

Предложен подход к расчету и анализу динамической жесткости рамы легкого коммерческого автомобиля. Характеристика динамической жесткости рамы ассоциируется с конкретной точкой и направлением приложения переменной нагрузки, а также перемещением этой точки в том же направлении. Две указанные величины определяют динамическую жесткость рамы в данной точке. Разработанный подход позволяет при оценке динамической жесткости рамы дистанцироваться от способа приложения граничных условий (закрепления) модели. Это достигается в результате применения при расчете жесткости величины деформации, в качестве которой принимается разность перемещения точки приложения нагрузки к упругой модели рамы и перемещения аналогичной точки приложения такой же нагрузки к недеформируемой модели рамы. Она вычисляется с учетом фазового сдвига перемещений в двух анализируемых расчетных моделях. Результатом вычислений является зависимость динамической жесткости рамы от частоты. Расчетная модель реализована с применением программного комплекса *MSC Nastran*. Предложенный подход применим при использовании для расчетов других расчетных конечно-элементных программных комплексов.

*Ключевые слова:* динамическая жесткость рамы, расчетная модель рамы, зависимость динамической жесткости рамы от частоты, сравнение вариантов конструкции рамы.

Рама (в более общем смысле – несущая система) автомобиля является его важнейшим конструктивным элементом, в значительной степени определяющим многие характеристики автомобиля: прочность, долговечность, устойчивость и управляемость, топливную экономичность (рама имеет значительный вес), комфортабельность. Стоимость рамы составляет немалую часть общей стоимости автомобиля, ее конструкция сильно связана с его компоновкой и конструкцией других узлов и агрегатов автомобиля. Выбор конструкции рамы является весьма сложной задачей, причем наиболее значимо принятие правильных решений на начальном этапе разработки. С другой стороны, изменение конструкции рамы на поздних этапах разработки автомобиля зачастую весьма затратно и также требует очень «взвешенных» решений. Существующая структура технических центров автопромышленности такова, что различные компоненты (в том числе, раму) автомобиля разрабатывают до некоторой степени обособленные коллективы специалистов. Поэтому важным является применение методов оценки свойств разрабатываемого компонента, позволяющих оценить конструкцию, исходя из некоторых «локальных» критериев. Применительно к раме одним из таких «локальных» критериев является величина ее жесткости и, в частности, динамической жесткости в зонах сопряжения с виброактивными компонентами, например, силовым агрегатом, узлами трансмиссии и ходовой части. Актуальность повышения динамической жесткости рамы упоминается в различных работах [1]. Об этом же свидетельствуют материалы внутренних отчетов ведущих отечественных и зарубежных технических центров автомобильной промышленности.

В настоящей работе рассматривается подход к определению динамической жесткости рамы легкого коммерческого автомобиля, позволяющий повысить объективность оценки этого показателя и дающий возможность применять его как «локальный» критерий при сравнении различных конструктивных вариантов рамы. Традиционно жесткость определяется как отношение величины прилагаемой нагрузки к перемещению точки ее приложения. Величина перемещения различных точек исследуемого объекта зависит (зачастую суще-

ственно) от способа приложения граничных условий (т.е., его закрепления). Если исследуемый объект (в данном случае – рама) связан с другими частями комплексного изделия с помощью упругих связей, величина перемещения точки приложения нагрузки зависит от характеристик этих связей, что вносит некорректность в получаемый результат. Если же, напротив, применять в качестве граничных условий полное исключение перемещений закрепляемых точек исследуемого изделия, это приводит к зависимости получаемого результата от выбора областей приложения граничных условий, что также ведет к некорректности результата. В приложении к определению *статической* жесткости рам (и в более общем смысле – несущих систем) в автопромышленности вопрос выбора закрепления исследуемого объекта решен на условно-методическом уровне. Например, нагрузки и закрепления прилагаются к определенным точкам рамы (зачастую, к точкам сопряжения с элементами подвески колес), а перемещения определяются в характерных сечениях рамы (несущей системы) [2]. Другим вариантом оценки локальной жесткости рамы является расчет перемещения точек приложения нагрузки в отсутствие приложения граничных условий (закреплений). При таких условиях в результате расчета получается зависимость жесткости рамы от частоты, «начинающаяся» от нулевого значения [1,3]. Это объясняется тем, что перемещение точки приложения нагрузки формируется как сумма двух величин: упругой деформации элементов рамы и перемещения рамы в целом как недеформируемого тела.

Предлагаемый подход предусматривает расчет отклика модели рамы на прилагаемую нагрузку при отсутствии граничных условий (закреплений) и вычисление ее жесткости в виде (1):

$$C(f) = F(f) / (d_{flex}(f) - d_{rigid}(f)), \quad (1)$$

где:  $C(f)$  – зависимость динамической жесткости от частоты;  
 $F(f)$  – зависимость прилагаемой нагрузки от частоты;  
 $d_{flex}(f)$  – зависимость перемещения точки приложения нагрузки от частоты в упругой модели рамы;  
 $d_{rigid}(f)$  – зависимость перемещения точки приложения нагрузки от частоты в абсолютно жесткой (недеформируемой) модели рамы.

Отклик упругого объекта на приложение переменной нагрузки характеризуется определенными фазовыми соотношениями. С математической точки зрения это означает, что  $d_{flex}(f) - d_{rigid}(f)$  являются комплексными величинами и функциями частоты  $f$ . Учет этого обстоятельства приводит к преобразованию выражения (1) к виду (2):

$$C(f) = F(f) / \text{Mod}[d_{flex}(f) - d_{rigid}(f)], \quad (2)$$

где:  $\text{Mod}[\dots]$  – модуль комплексного числа.

Учитывая, что величины  $d_{flex}(f)$  и  $d_{rigid}(f)$  являются комплексными, для вычислений выражение (2) преобразуется к виду (3):

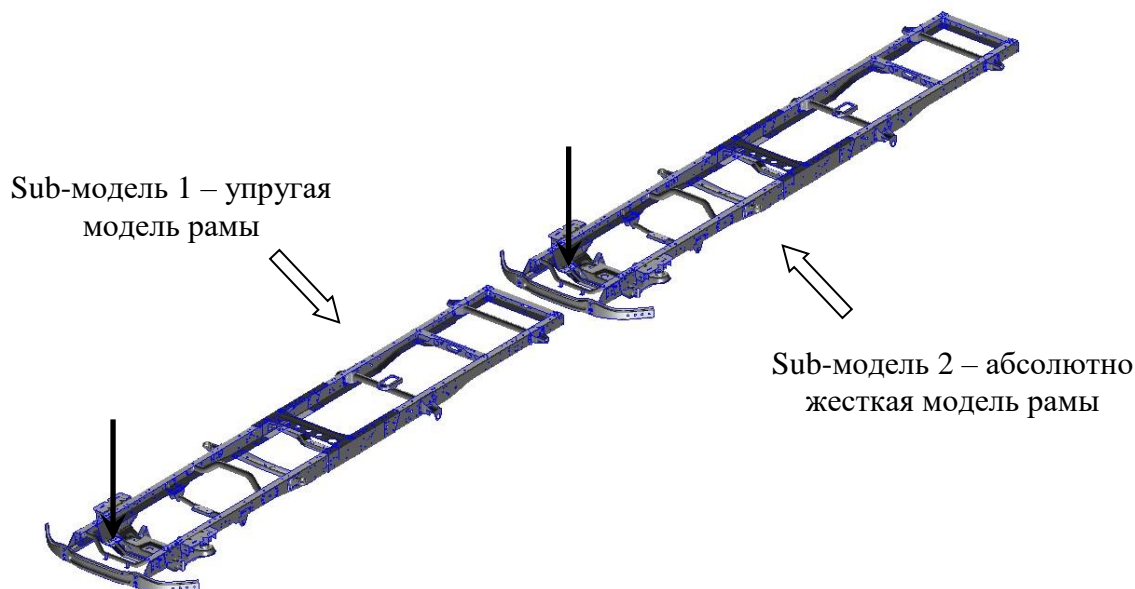
$$C(f) = F(f) / \{ \{ \text{Re}[d_{flex}(f) - d_{rigid}(f)] \}^2 + \{ \text{Im}[d_{flex}(f) - d_{rigid}(f)] \}^2 \}^{1/2}, \quad (3)$$

где:  $\text{Re}[\dots]$  и  $\text{Im}[\dots]$  соответственно, реальная и мнимая части комплексного числа.

Данный метод позволяет оценить динамическую жесткость рамы в точке приложения нагрузки дистанцируясь от условий закрепления рамы при проведении расчета. Повышение точности расчета особенно заметно в области низких частот, так как в этой области влияние члена  $d_{rigid}(f)$  на результат расчета жесткости.

При практической реализации предлагаемого подхода для расчета разности перемещений точек приложения нагрузок в упругой и недеформируемой моделях рамы применен следующий способ. Расчетная модель (рис. 1) реализована в конечно-элементном комплексе *MSC Nastran*. Части расчетной модели, ассоциируемые с деталями, изготовленными из листового металла, представлены оболочечными конечными элементами типа *QUAD4*

и *TRIA3*. Характерный размер оболочечных конечных элементов 5 мм, что обеспечивает возможность расчета отклика модели в частотном диапазоне до ~800 Гц. При построении сетки конечных элементов принимались меры к минимизации количества трехузловых элементов *TRIA3*. Заклепочные и болтовые соединения частей рамы моделируются с применением балочных элементов *BAR* и элементов – кинематических связей *RBE3*.



**Рис 1. Расчетная модель**

Диссипация энергии при упругих колебаниях модели учитывается с применением *модального* демпфирования. В соответствии с этим подходом, каждой форме (моде) собственных колебаний расчетной модели назначается коэффициент модального демпфирования, вычисляемый в соответствии с выражением (4):

$$b_n = 2 \cdot \xi_n \cdot \lambda_n, \quad (4)$$

- где:
- $b_n$  – величина модального демпфирования для  $n$ -ой моды собственных колебаний расчетной модели;
  - $\xi_n$  – величина критического демпфирования для  $n$ -ой моды собственных колебаний расчетной модели;
  - $\lambda_n$  – собственное значение для  $n$ -ой моды ( $\lambda_n = (2 \cdot \pi \cdot f_n)^2$ ,  $f_n$  – частота колебаний  $n$ -ой моды собственных колебаний расчетной модели).

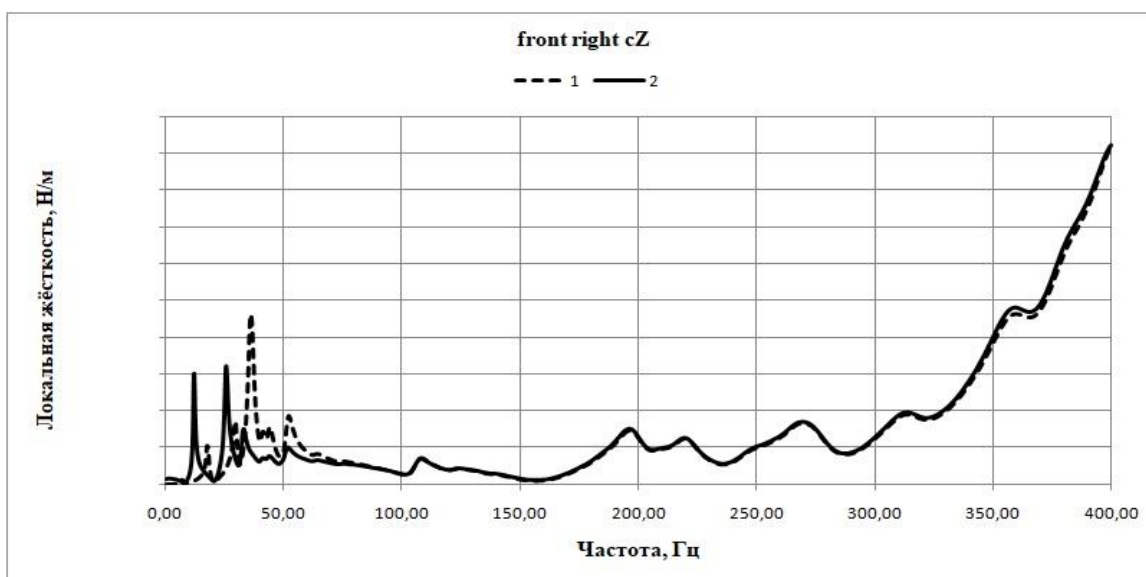
В разработанной расчетной модели для мод собственных колебаний, имеющих частоту в диапазоне до 2,0 Гц, назначен коэффициент критического демпфирования  $\xi = 0$  (т.е., «твердотельные» моды собственных колебаний не демпфированы). Модам собственных колебаний, имеющим частоту в диапазоне выше 2,5 Гц, назначен коэффициент критического демпфирования  $\xi = 0,03$ . В диапазоне 2,0 ... 2,5 Гц коэффициент критического демпфирования линейно увеличивается с величины 0 до величины 0,03.

Модель включает две части (sub-модели), которые являются полными копиями друг друга за исключением плотностей материалов, с которыми ассоциируются компоненты sub-моделей. Характеристики материалов компонентов sub-модели 1 (упругая модель) полностью соответствуют таковым в исследуемой раме. В sub-модели 2 (недеформируемая модель) значения модулей упругости материалов, с которыми ассоциируются компоненты этой

sub-модели, приняты на 4 порядка выше по сравнению с таковыми в sub-модели 1. Таким способом имитируется недеформируемость sub-модели 2.

К обеим sub-моделям в выбранных точках прилагаются одинаковые по величине и направлению нагрузки. Для примера, на рис. 1 изображено приложение вертикальной нагрузки к точке сопряжения поперечины рамы с правой передней опорой двигателя. В расчетную модель с применением межузловых кинематических связей (в комплексе MSC Nastran это элементы MPC) введено вычисление разности перемещений точек приложения нагрузки в sub-моделях 1 и 2. Расчет выполняется с помощью решателя SOL111 комплекса MSC Nastran (вычисление частотного отклика в модальной постановке). Расчет отклика модели на воздействие  $F(f)$  выполняется в диапазоне 1 ... 400 Гц с дискретностью по частоте 0,5 Гц. Полученная с применением MSC Nastran зависимость от частоты разности перемещений точек приложения нагрузки в упругой и недеформируемой sub-моделях (т.е.,  $d_{flex}(f) - d_{rigid}(f)$ ) с помощью вышеприведенного выражения (3) преобразуется в зависимость от частоты динамической жесткости  $C(f)$ .

Влияние учета перемещения рамы как недеформируемого тела на результат вычисления локальной динамической жесткости иллюстрируется на рис. 2. Здесь приведены результаты расчета локальной динамической жесткости в точке сопряжения поперечины рамы с правой передней опорой двигателя в вертикальном направлении. Зависимость 1 определена без учета перемещения рамы как недеформируемого тела, зависимость 2 – с учетом влияния упомянутого эффекта. Можно видеть различия в получаемых результатах, особенно заметные в области частот до 50...70 Гц. Конкретные численные значения локальной динамической жесткости на рис. 2 и последующих рисунках не указаны для того, чтобы соблюсти требования к обращению с конфиденциальной информацией предприятия – разработчика и изготовителя легкого коммерческого автомобиля.

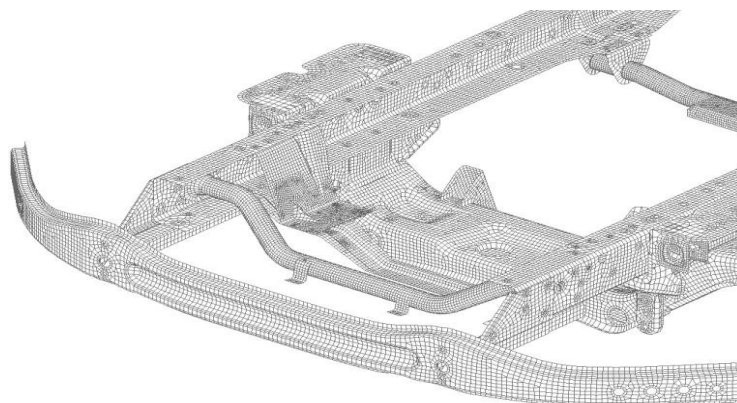


**Рис. 2. Зависимости локальной динамической жесткости, определенные без учета и с учетом перемещения рамы как недеформируемого тела**

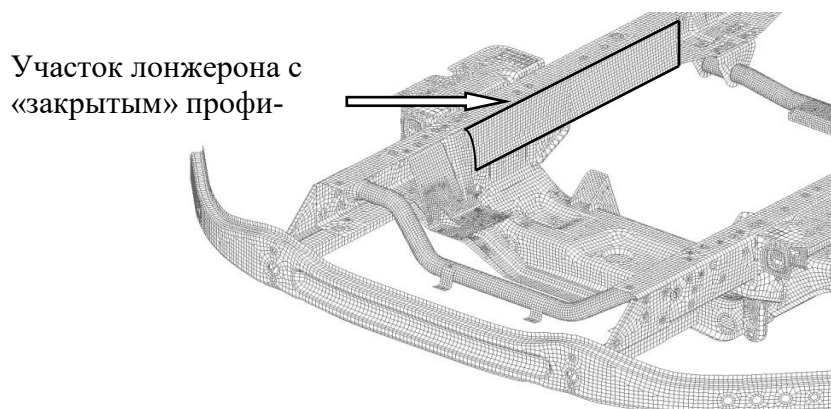
- 1 – расчет без учета перемещения рамы как жесткого тела  
2 – расчет с учетом перемещения рамы как жесткого тела

С применением предложенного подхода проанализировано влияние на локальную динамическую жесткость возможных конструктивных изменений рамы в области, примыкающей к подрамнику и поперечине рамы, на которой располагаются передние опоры силового агрегата. Проведено сравнение трех вариантов конструкции: рама действующего производства («вариант 0» – рис. 3), рама с лонжероном с профилем «закрытого» сечения на участке от поперечины рамы, на которой располагается задняя опора силового агрегата, до поперечины рамы, на которой располагается передняя опора силового агрегата.

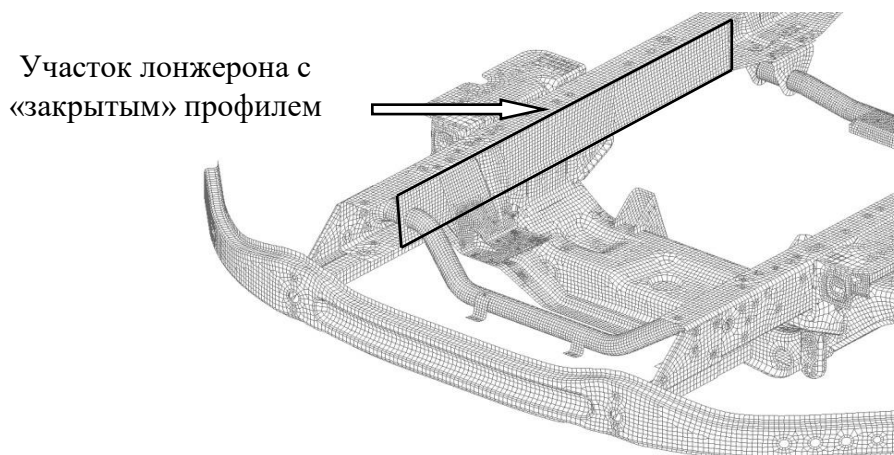
чины, на которой располагаются передние опоры силового агрегата («вариант 1», рис. 4) и рама с профилем «закрытого» сечения дополнительно на участке поперечины крепления передних опор силового агрегата («вариант 2», рис. 5). Необходимо отметить, что в модели «вариант 2» «труба» первой поперечины рамы не соединена с усилителем, «закрывающим» профиль лонжерона рамы на участке, примыкающем к первой поперечине рамы. На рис. 6-8 представлены полученные в результате вычислений частотные зависимости локальных динамических жесткостей в точке сопряжения правой передней опоры силового агрегата и поперечины рамы.



**Рис. 3. Рама действующего производства («вариант 0»)**



**Рис. 4. Рама («вариант 1»)**



**Рис. 5. Рама («вариант 2»)**

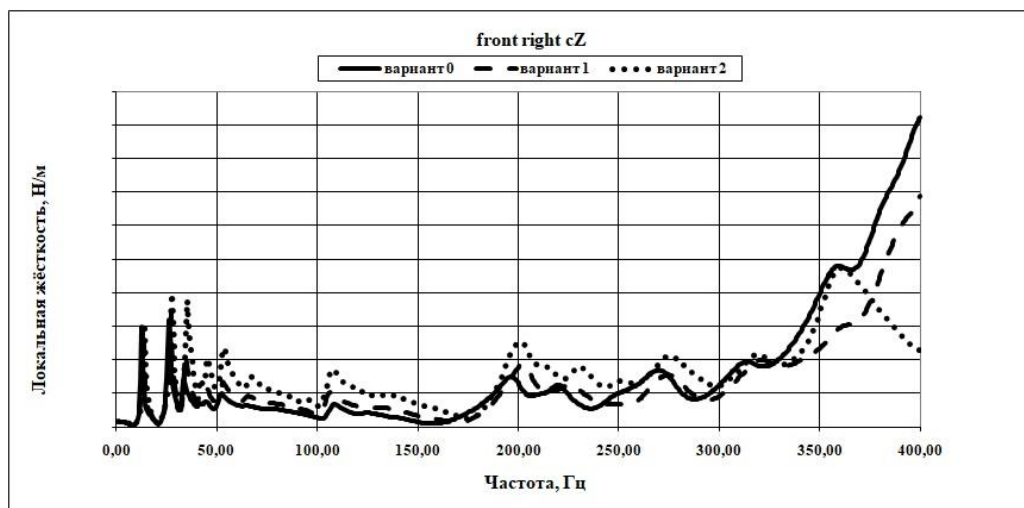


Рис. 6. Локальная динамическая жесткость в точке сопряжения правой передней опоры силового агрегата и поперечины рамы в продольном (X) направлении

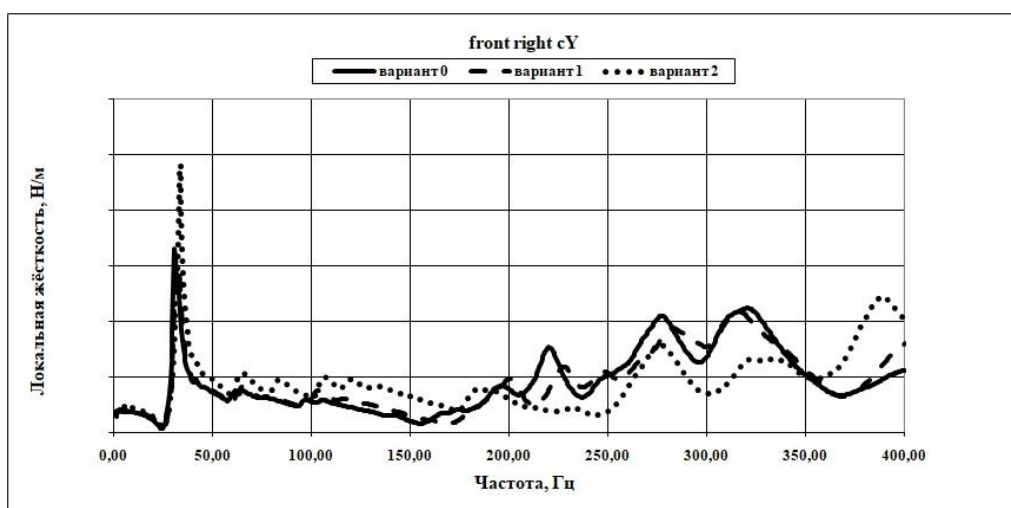


Рис. 7. Локальная динамическая жесткость в точке сопряжения правой передней опоры силового агрегата и поперечины рамы в боковом (Y) направлении

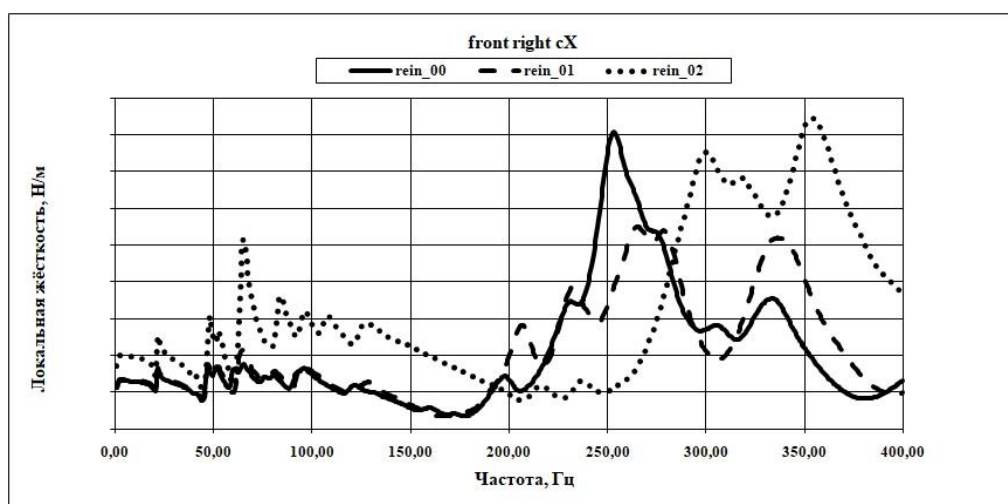


Рис. 8. Локальная динамическая жесткость в точке сопряжения правой передней опоры силового агрегата и поперечины рамы в вертикальном (Z) направлении

Зависимости, подобные изображенным на рис. 6-8, получены также для точек сопряжения рамы с левой передней и задней опорами силового агрегата. Их анализ показывает, что введение усилителя «вариант 1» сравнительно мало влияет на величину локальной динамической жесткости в точке сопряжения правой передней опоры силового агрегата и поперечины рамы. Введение усилителя «вариант 2» значительно больше влияет на локальную динамическую жесткость. В отдельных частотных диапазонах локальная динамическая жесткость увеличивается «в разы». В то же время в некоторых частотных диапазонах (свыше 150 ... 200 Гц) введение усилителя «вариант 2» приводит к неоднозначному влиянию на локальную динамическую жесткость.

Из рис. 7 и 8 видно, что на отдельных частотах локальная динамическая жесткость рамы в точке сопряжения ее с передней опорой силового агрегата в направлениях  $Y$  и  $Z$  имеет очень малое значение. Это объясняется тем, что упругая деформация рамы на этих частотах определяется «глобальными» модами ее собственных колебаний («закрутка» вокруг продольной оси и изгиб в продольной вертикальной и горизонтальной плоскостях). Очевидно, что усиление лонжерона на участках ограниченной длины мало влияет на изменение характеристик «глобальных» мод. Однако, даже при этих условиях, локальная динамическая жесткость в точке сопряжения рамы и правой передней опоры двигателя в направлении  $Z$  на частоте 21 Гц (частота с минимальным значением жесткости) при «варианте 2» выше жесткости при «варианте 0» на 15 %, а на частоте 35 Гц (частота с максимальным значением жесткости) больше в 2,5 раза.

Применения лонжерона с «закрытым» профилем оказывает значительно большее влияние в области средних и высоких частот, так как на этих частотах локальная динамическая жесткость в большей степени зависит от упругих деформаций в областях, близких к точке приложения нагрузки. В приложении к локальной динамической жесткости в направлении  $X$  (рис. 6) это справедливо и в области низких частот, так как нагрузка, прилагаемая в этом направлении, не возбуждает «глобальные» моды, и возникающая деформация локализуется вокруг точки приложения нагрузки.

### Выводы

Предложен подход к расчету характеристик локальной динамической жесткости рамы автомобиля, не зависящий от выбора способа закрепления исследуемого объекта и повышающий объективность получаемых результатов. Его применение проиллюстрировано на примере расчетного анализа влияния вариантов изменения конструкции рамы легкого коммерческого автомобиля на ее локальную динамическую жесткость. Показано, что рассматриваемые изменения повышают локальную динамическую жесткость рамы в области сопряжения ее с передними опорами силового агрегата, что будет способствовать повышению эффективности «фильтрации» вибраций двигателя опорами силового агрегата.

Предложенный подход может применяться также для анализа влияния конструкции рамы в зонах сопряжения ее с другими виброактивными компонентами (трансмиссия, подвеска колёс, система выпуска отработавших газов и др.)

*Исследования выполнены при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства модельного ряда автомобилей ГАЗель Next с новой электронной архитектурой электронных систем» по Соглашению № 075-11-2019-027 от 29.11.2019 (постановление Правительства Российской Федерации от 09 апреля 2010 года № 218).*

**Библиографический список**

1. **Patrikeev, A.** NVH Analysis of off-road vehicle frame. Evaluation of Mutual influence of body-frame system components / A. Patrikeev, A. Tarasov, A. Borovkov, M. Aleshin, O. Klyavin // Materials Physics and Mechanics 34 (2017) 70-75. [http://mpm.spbstu.ru/no\\_13417/MPM134\\_08\\_patrikeev.pdf](http://mpm.spbstu.ru/no_13417/MPM134_08_patrikeev.pdf)
2. **Pedersen, Bjorn** Conceptual dynamic analysis of a vehicle bode / Bjorn Pedersen // Master's dissertation at Lund University, Sweden, October 2018. <http://www.byggmek.lth.se/fileadmin/byggnadsmekanik/publications/tvsm5000/web5233.pdf>
3. **Леонтьев, А.** Опыт применения программного продукта MSC Nastran для решения задач жесткости, вибрации и шумов (NVH) / А. Леонтьев // СПбПУ, [http://docs.mssoftware.ru/conf/forum2017/day2/09\\_%D0%A1%D0%9F%D0%B1%D0%9F%D0%A3\\_%D0%9B%D0%B5%D0%BE%D0%BD%D1%82%D1%8C%D0%B5%D0%B2.pdf](http://docs.mssoftware.ru/conf/forum2017/day2/09_%D0%A1%D0%9F%D0%B1%D0%9F%D0%A3_%D0%9B%D0%B5%D0%BE%D0%BD%D1%82%D1%8C%D0%B5%D0%B2.pdf)

*Дата поступления  
в редакцию: 19.01.2021*

**S.A. Sergievskiy, A.V. Gerasin**

**EVALUATION OF INFLUENCE OF LIGHT COMMERCIAL VEHICLE FRAME  
TO ITS DYNAMIC STIFFNESS**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R. E. Alekseev

An approach to the calculation and analysis of the dynamic stiffness of light commercial vehicle frame dynamic stiffness is proposed. In this approach, the dynamic stiffness of the frame is associated with a specific point and direction of application of a load, as well as the displacement of this point in the same direction. These two values determine the dynamic stiffness of the frame at the mentioned point. The developed approach to calculating the frame dynamic stiffness allows, when evaluating it, to distance oneself from the method of applying boundary conditions (constraints) of the simulation model. This is achieved by usage for stiffness calculation the value, which is the difference between the movement of the load application point to the flexible frame model and the movement of a similar point of application of the same load to the non-deformable frame model. The difference between the displacements of the load application points to the flexible and non-deformable frame models is calculated taking into account the phase shift of the displacements in the two mentioned simulation models. The result of calculations is the function of the frame dynamic stiffness to the frequency. The simulation model is implemented using the MSC Nastran software package, but the proposed approach is also applicable when using other finite element analysis software.

**Key words:** frame dynamic stiffness, simulation model of frame, function of the frame dynamic stiffness to the frequency, comparison of frame design options.