



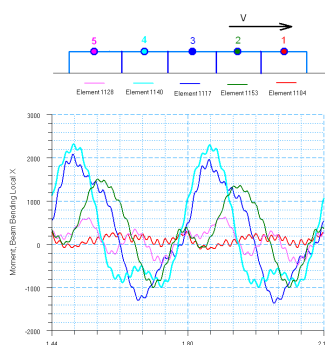
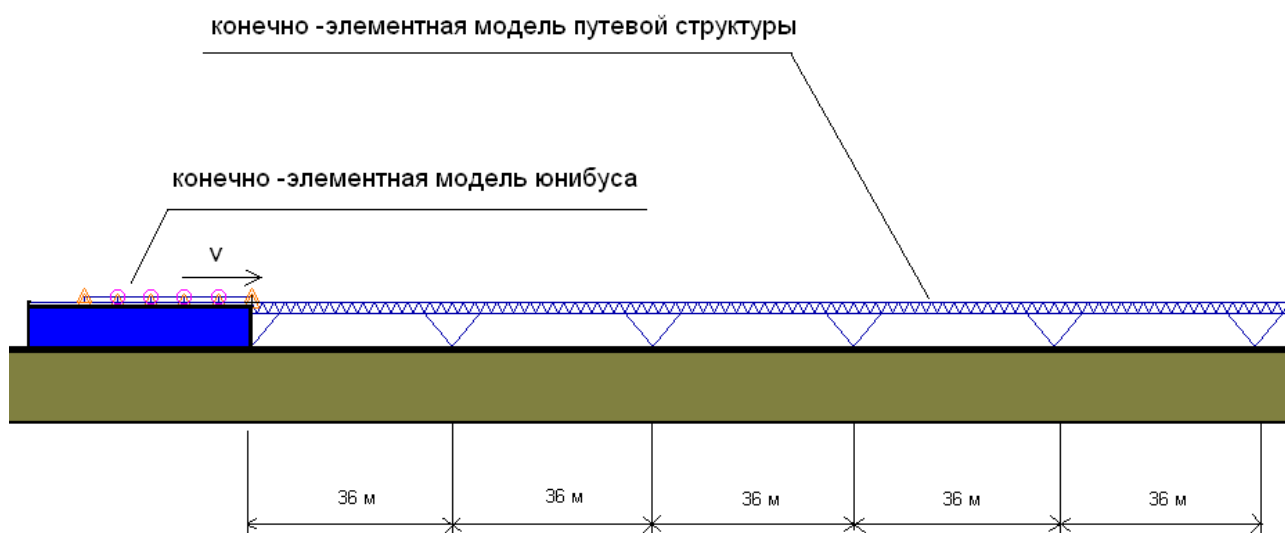
115487, Москва, ул. Нагатинская, 18/29  
тел./факс: (495) 979-11-57, (499) 616-15-48  
e-mail: info@unitsky.ru  
http: //www.unitsky.ru  
skype: Anatoly Unitsky

УТВЕРЖДАЮ  
Генеральный директор –  
генеральный конструктор  
ООО «СТЮ»

А.Э.Юницкий

30 января 2009 г.

## Расчёты по исследованию динамического взаимодействия пассажирского рельсового автомобиля (юнибуса) с путевой структурой высокоскоростного СТЮ



Москва 2009

## Содержание

1. Введение .....	3
2. Исходные данные для динамического расчёта .....	4
3. Расчёт резонансных скоростей движения юнибуса для динамической системы «юнибус — путевая структура» .....	9
4. Расчёты вертикальных перемещений и ускорений юнибуса. Оценка плавности хода и комфортности движения .....	20
5. Расчёты деформаций, внутренних усилий в путевой структуре и корпусе юнибуса при динамическом взаимодействии механической системы «юнибус — путевая структура» .....	30
6. Список литературы .....	38

## 1. Введение

Высокоскоростная бирельсовая транспортная система второго уровня — струнный транспорт Юницкого (СТЮ), — обеспечивающая пассажирские перевозки, состоит из путевой структуры и рельсового автомобиля (юнибуса) (см. рис. 1).



Рис. 1.1. Общий вид высокоскоростной транспортной системы второго уровня

Расчёты по исследованию динамического взаимодействия юнибуса с путевой структурой при больших скоростях движения включают в себя:

- расчёт деформаций рельсо-струнной путевой структуры от действия подвижной нагрузки (юнибуса);
- расчёт резонансных скоростей движения юнибуса для динамической системы «юнибус — путевая структура»;
- расчёт плавности хода юнибуса и оценка комфортности движения для пассажиров;
- расчёт внутренних усилий в путевой структуре и корпусе юнибуса при динамическом взаимодействии механической системы «юнибус — путевая структура» для последующих расчётов прочности и усталости.

## 2. Исходные данные для динамического расчёта

### 2.1 Исходные данные для юнибуса

Юнибус (см. рис. 2.1.1) расчленён по длине и состоит из 5 независимых секций, соединённых шарнирно (горизонтально и вертикально) между собой в местах расположения осей. Повороту секций относительно друг друга противодействуют упругие элементы, расположенные между ними.



- |                       |                                   |
|-----------------------|-----------------------------------|
| 1. Служебный вход     | 5. Сидение водителя               |
| 2. Дверь водителя     | 6. Блок колёсной подвески ведущий |
| 3. Силовой агрегат    | 7. Блок колёсной подвески         |
| 4. Сидение пассажиров | 8. Система кондиционирования      |

Рис. 2.1.1. Схема юнибуса

### Характеристики юнибуса

$V = 360 \text{ км/ч} = 100 \text{ м/с}$  — скорость юнибуса при установившемся движении.

$M = 18000 \text{ кг}$  — подрессоренная масса юнибуса.

$m_k = 50 \text{ кг}$  — масса одного колеса юнибуса.

$n_0 = 6$  - количество осей юнибуса.

$M_p = 18000 + 2 \cdot 50 \cdot 6 = 18600 \text{ кг}$  — полная масса юнибуса.

$L_M = 30 \text{ м}$  — расстояние между первой осью и последней осью юнибуса.

$L_0 = 6 \text{ м}$  — расстояние между осями юнибуса.

$C_\phi = 4 \cdot 10^8 \text{ Н·м/рад}$  — угловая жёсткость поворота спиральных пружин, моделирующих упругие элементы, сопротивляющиеся повороту секций друг относительно друга.

$H_{од} = 0,3 \text{ м}$  — ход подвески.

$EJ = 10^8 \text{ Н·м}^2$  — изгибная жёсткость секции корпуса юнибуса.

Коэффициент демпфирования амортизаторов на все колёса взят равным 25%

(см. [3], стр.150) от критического коэффициента (при критическом коэффициенте происходит аperiodический процесс при свободных колебаниях поддресоренной массы):

$$\beta = 0,25 \cdot \beta_{кр} = \frac{M}{2} \cdot \sqrt{\frac{g}{Hod}} = \frac{18000}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{0,3}} = 51961,5 \text{ Н}\cdot\text{с/м} \text{ — коэффициент демпфирования амортизаторов на все колёса, на одно колесо } \beta_k = 51961,5/12 = 4330 \text{ Н}\cdot\text{с/м}.$$

Рассеивание энергии при изгибных колебаниях секций корпуса юнибуса происходит преимущественно за счёт сил конструкционного демпфирования — рассеивание энергии силами сухого трения на контактных поверхностях соединяемых деталей или находящимися внутри корпуса конструктивных тел. Как будет показано далее (см. п. 3.2), что достаточно жёстко сочленённые секции корпуса юнибуса при большом ходе подвески — это свободная балка в невесомости. Отношение амплитуд, за один период затухающего процесса свободных колебаний середины средней секции №3 корпуса юнибуса, принято равным 1,062 (см. рис. 2.1.2).

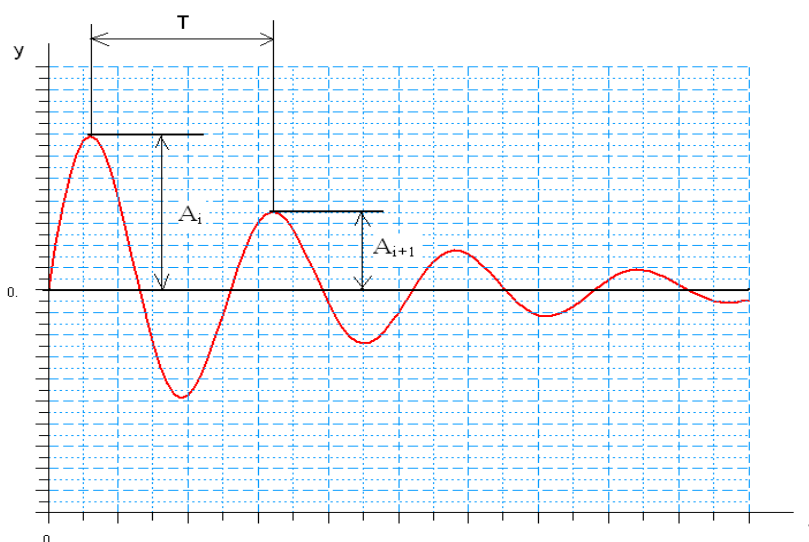


Рис. 2.1.2. Затухающий процесс колебаний балки корпуса секции

$A_i / A_{i+1} = 1,062$  — этому отношению амплитуд затухающего процесса колебаний соответствует величина, называемая логарифмическим декрементом (см. [2], стр.243 —244 и стр.341—342) колебаний:

$$\delta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = \ln 1,062 \approx 0,06$$

В расчёте динамики секция корпуса моделируется упругой балкой имеющей внутреннее трение материала. Силы внутреннего трения в материале зависят от скорости деформаций, и моделируются демпфирующей матрицей Рэлея.

Множитель для демпфирующей матрицы Рэлея (0,0018) подбирался в соответствии с принятым затухающим процессом свободных колебаний.

## 2.2 Исходные данные для путевой структуры

Расчётная путевая структура состоит из фермы, с натянутыми внутри струнами, и опор (см. рис. 2.2.1).

Рассеивание энергии при колебаниях фермы с натянутыми внутри струнами происходит за счёт сил сухого трения в находящемся внутри поясов и раскосов наполнителя, а так же внутреннего трения в стали. Примем, что при свободных колебаниях отношение амплитуд за один период затухающего процесса колебаний точки середины пролёта (фермы-струны) равно (см. [2], стр.341—342):

$A_i / A_{i+1} = 1,15$  (см. рис. 2.1.2). Логарифмический декремент колебаний равен:

$$\delta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = \ln 1,15 = 0,14$$

Множитель для демпфирующей матрицы Рэлея (0,0009) подбирался в соответствии с принятым затухающим процессом свободных колебаний фермы ( $A_i / A_{i+1} = 1,15$ ).

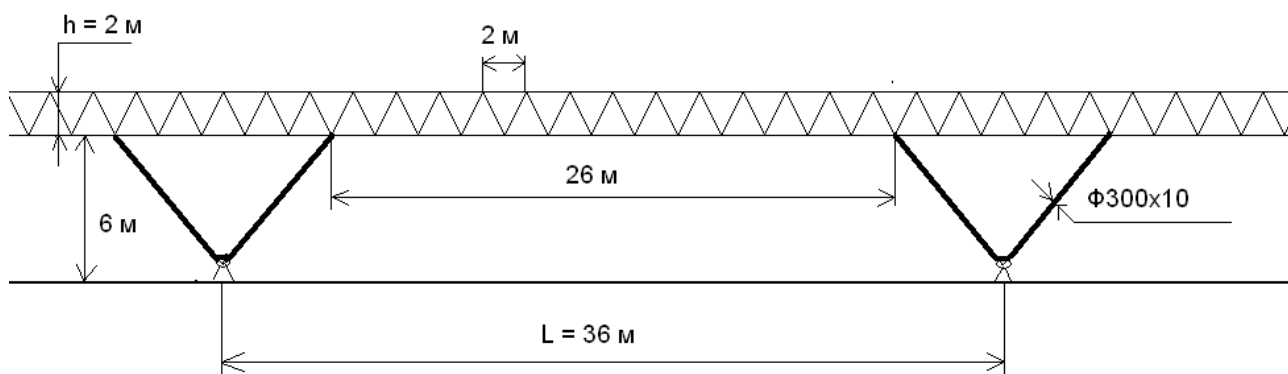


Рис. 2.2.1. Ферма-струна с опорами

Натянутые струны находятся в поясах фермы и предназначены для обеспечения их устойчивости. В динамическом расчёте, ввиду малой поперечной жёсткости натянутых струн, в сравнении с изгибной жёсткостью фермы, ими пренебрегаем. Пояса и раскосы фермы заполнены бетоном.

## Характеристики половины фермы

Верхний пояс:

Площадь поперечного сечения, приведённая к стали, —  $55 \text{ см}^2$ ;

Линейная масса —  $60 \text{ кг/м}$ ;

Изгибная жесткость —  $EJ_1 = 5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ .

Нижний пояс:

Площадь поперечного сечения, приведённая к стали, —  $30 \text{ см}^2$ ;

Линейная масса —  $35 \text{ кг/м}$ .

Раскос:

Площадь поперечного сечения, приведённая к стали, —  $20 \text{ см}^2$ ;

Линейная масса, приходящаяся на 1 м длины фермы, —  $55 \text{ кг/м}$ .

Общие характеристики половины фермы:

Линейная масса:  $60 + 35 + 55 = 150 \text{ кг/м}$ ;

Изгибная жесткость половины фермы:  $EJ_0 = 1,55 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ .

Характеристики половины опоры:

Площадь поперечного сечения одной трубы, приведённая к стали, —  $91 \text{ см}^2$ ;

Линейная масса, приходящаяся на 1 м длины, —  $140 \text{ кг/м}$ ;

Изгибная жесткость одной трубы —  $EJ_T = 1,9 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ .

Изгибную жесткость путевой структуры проверим статическим расчётом.

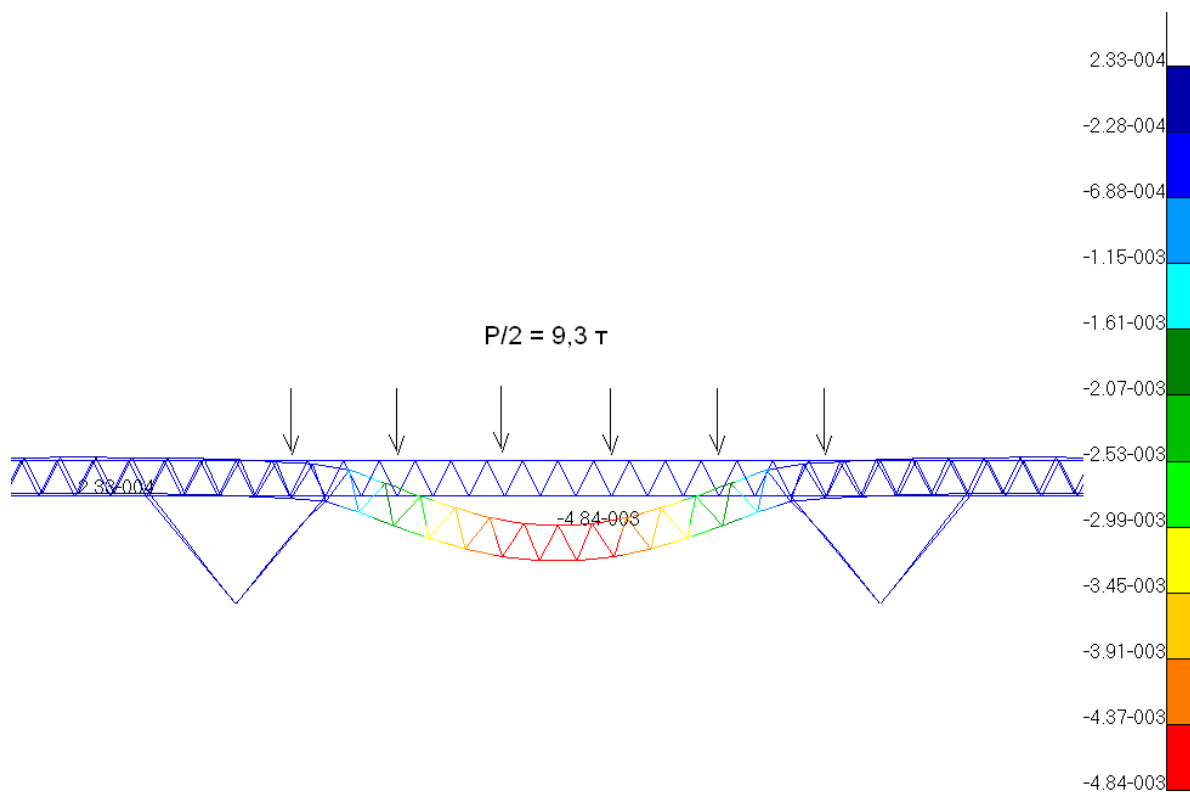


Рис. 2.2.2. Деформация фермы-струны на пролёте при статической нагрузке от юнибуса (максимальная в центре пролёта — 4,84 мм)

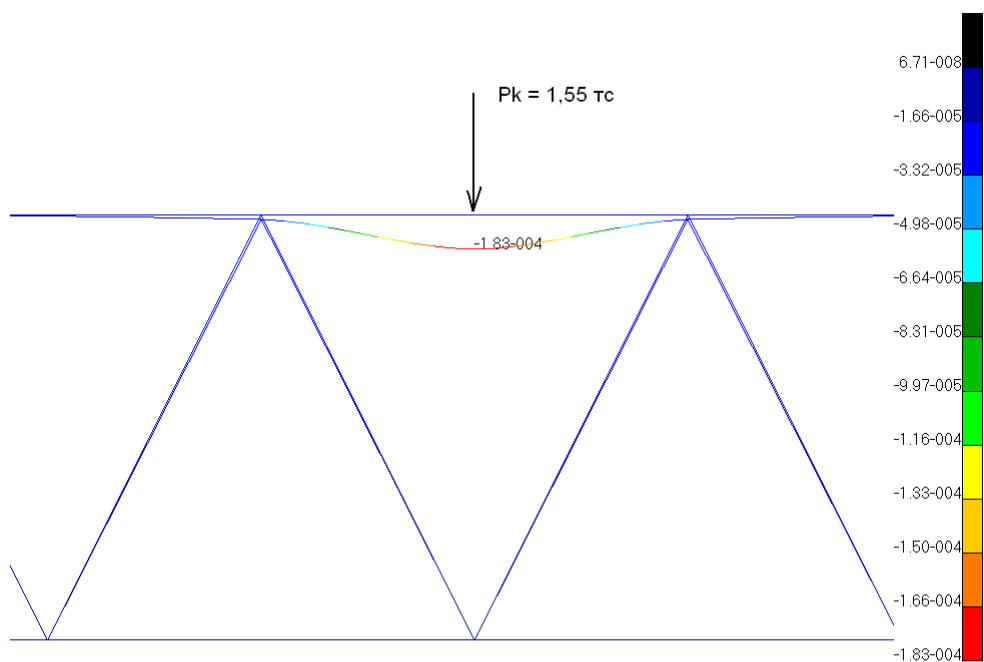


Рис. 2.2.3. Локальная деформация верхнего пояса фермы при статической нагрузке от колеса юнибуса (максимальное значение — 0,183 мм)



### 3. Расчёт резонансных скоростей движения юнибуса для динамической системы «юнибус — путевая структура»

3.1 Расчёт резонанса путевой структуры (фермы) при движении по ней с постоянной скоростью одной вертикальной силы от веса юнибуса.

Величину вертикальной силы подберём так, чтобы при статическом её действии в центре пролёта вертикальная деформация фермы - струны в центре пролёта (точка С) была равна деформации от веса юнибуса, т.е. составляла 4,84 мм (см. рис. 2.2.2).

Для упрощения расчётной модели примем, что ферма жёстко закреплена на опорах и по ферме движется одна вертикальная сила с постоянной скоростью (см. рис. 3.1.1). Обоснование трудности получения аналитического решения приводится в [1]. Там же имеется описание этого сложного процесса колебаний и ссылки на фундаментальные работы учёных (см. [1], стр.340 — 352).

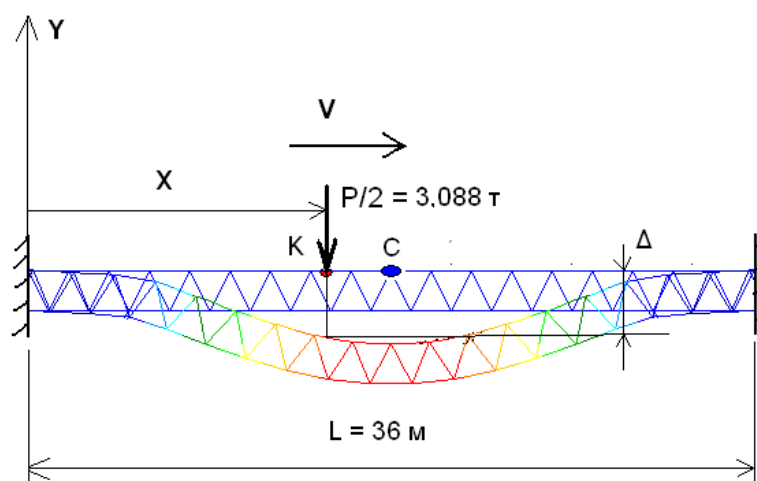
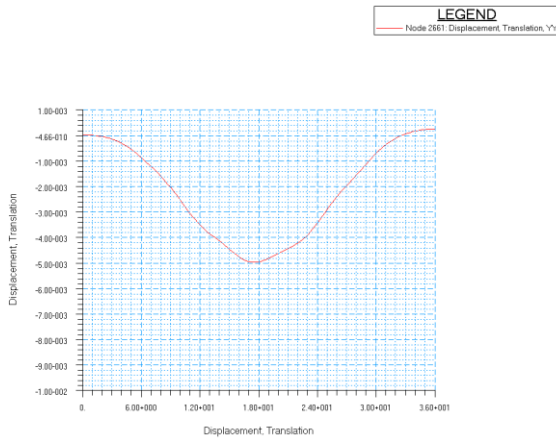


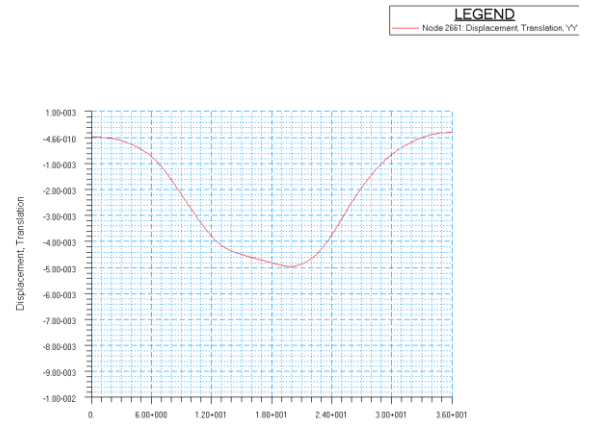
Рис. 3.1.1. Расчётная схема действия движущейся одиночной нагрузки от юнибуса на ферму-струну

Найдём зависимость вертикального перемещения движущейся точки под силой К (условной оси колеса) от скорости движения постоянной силы по пролёту. На рис. 3.1.2 показаны траектории движения точки К под силой (условной оси колеса) при разных скоростях.

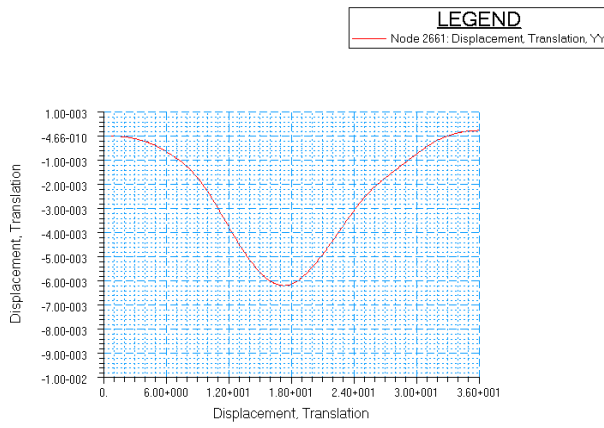
V= 50 m/c



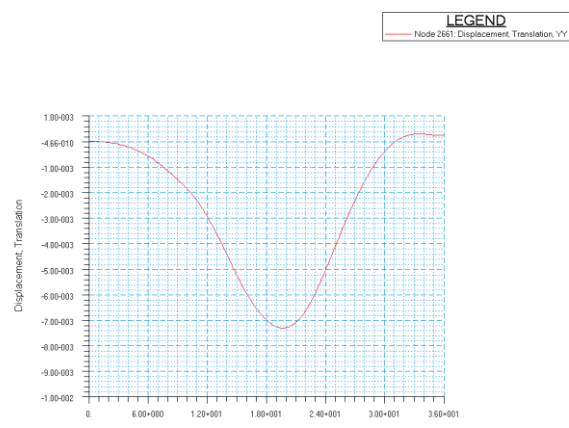
V= 100 m/c



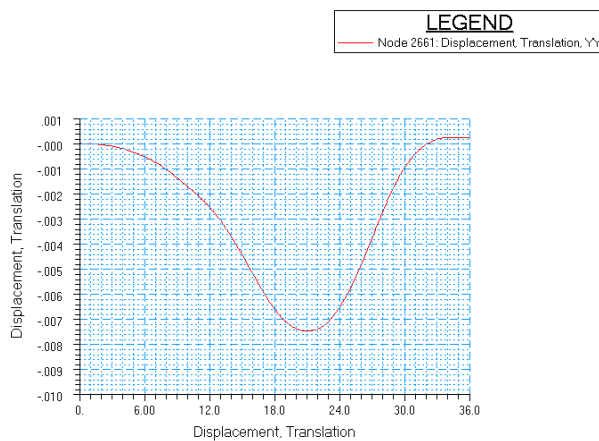
V= 150 m/c



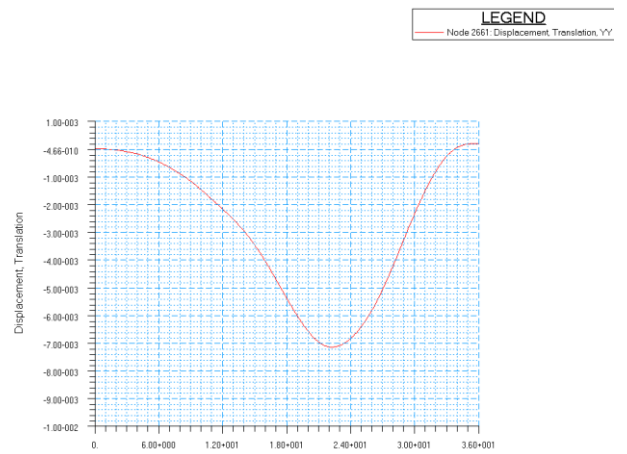
V= 200 m/c



V= 250 m/c



V= 300 m/c



$V = 400 \text{ м/с}$

$V = 600 \text{ м/с}$

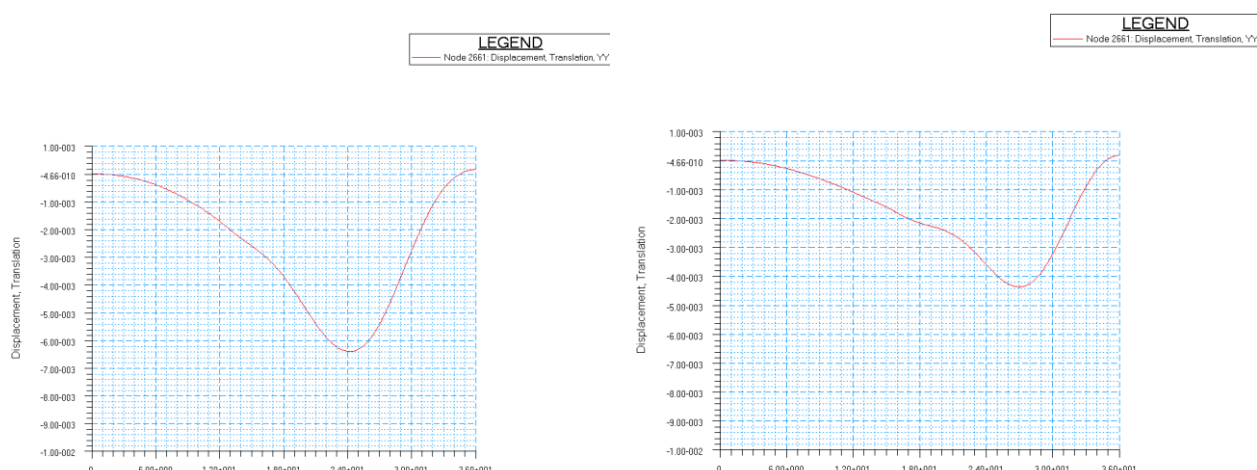


Рис. 3.1.2. Траектории движения точки К под силой (условной оси колеса) при разных скоростях (по оси Y – перемещения точки К в метрах, по оси X – длина пролёта в метрах)

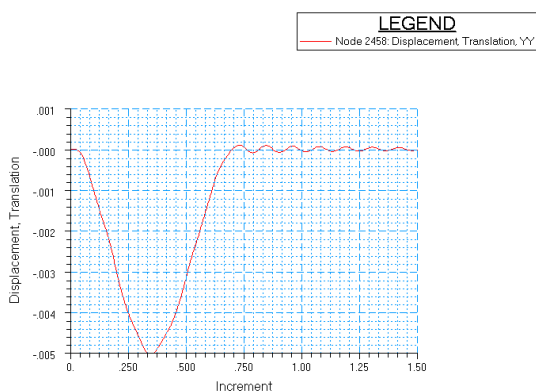
На основании рис. 3.1.2 построим график зависимости наибольших вертикальных перемещений движущейся точки К под силой (условной оси колеса) от скорости движения этой силы по пролёту (см. рис. 3.1.3):



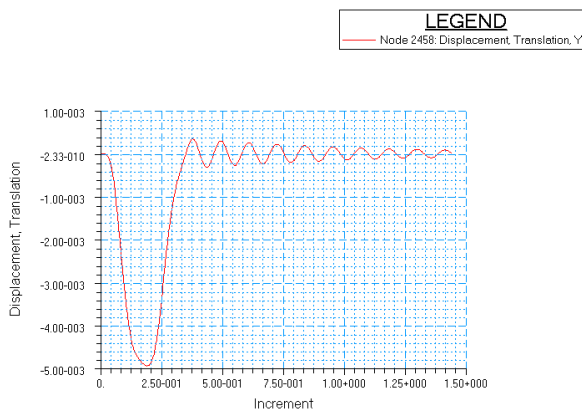
Рис. 3.1.3. График наибольших вертикальных перемещений точки К под силой (условной оси колеса) при разных скоростях движения силы по пролёту

Определим вид и величину вертикальных колебаний точки С — середины пролёта фермы-струны (см. рис. 3.1.1) от скорости движения постоянной силы по пролёту, в том числе после схода силы с пролёта. На рис. 3.1.4 показаны вертикальные колебания точки С в зависимости от времени при разных скоростях движения постоянной силы по пролёту.

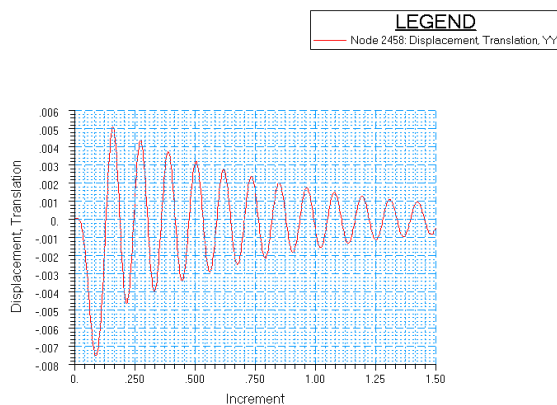
$V= 50 \text{ м/с}$



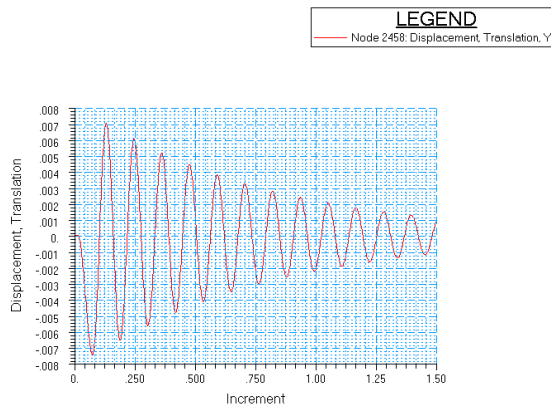
$V= 100 \text{ м/с}$



$V= 250 \text{ м/с}$



$V= 400 \text{ м/с}$



$V= 600 \text{ м/с}$

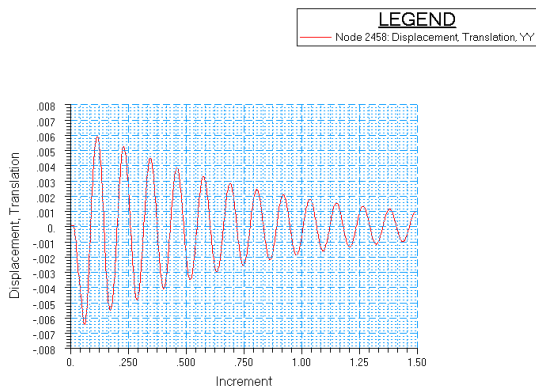


Рис. 3.1.4. Траектории движения точки С — середины пролёта фермы-струны при разных скоростях движения постоянной силы по пролёту (по оси Y – перемещения точки С в метрах, по оси X – время в секундах)

На основании рис. 3.1.4 построим график зависимости наибольших вертикальных перемещений точки С — середины пролёта фермы-струны от скорости движения постоянной силы по пролёту (см. рис. 3.1.5):



Рис. 3.1.5. График наибольших вертикальных перемещений точки С — середины пролёта фермы-струны при разных скоростях движения силы по пролёту

Как видно из рисунка 3.1.5 наибольший прогиб получился при скорости 270 м/с и составил 7,7 мм, т.е. динамический прогиб будет на 54% больше статического ( $7,7/5,0 = 1,54$ ). Такие скорости движения (более 900 км/ч) как возможные не рассматриваем.

Как видно из графиков (см. рис. 3.1.3 и 3.1.5) при установившейся скорости движения юнибуса  $V = 360 \text{ км/ч} = 100 \text{ м/с}$  вертикальный резонанс путевой структуры (фермы-струны) отсутствует. Нежелательный рост вертикальных деформаций под колесом начинается скорости движения более 150 м/с. Такие скорости движения (более 540 км/ч) как возможные не рассматриваем.

## Замечание

Следует отметить (см. [1], стр.340 — 352), что в упрощённой постановке моделирования движения нагрузки от юнибуса как одной силы, в случае шарнирного опирания по краям фермы возможно получить аналитическое решение прогибов. Приведём результаты расчётов при шарнирном опирании по краям разрезной фермы (ферма разрезана на секции по 36 метров каждая). Статическая деформация возрастет в четыре раза — до 20 мм.

Построим график зависимости наибольших вертикальных перемещений движущейся точки К под силой (условной оси колеса) от скорости движения постоянной силы по разрезной ферме используя, как и ранее, МКЭ (см. рис. 3.1.6):

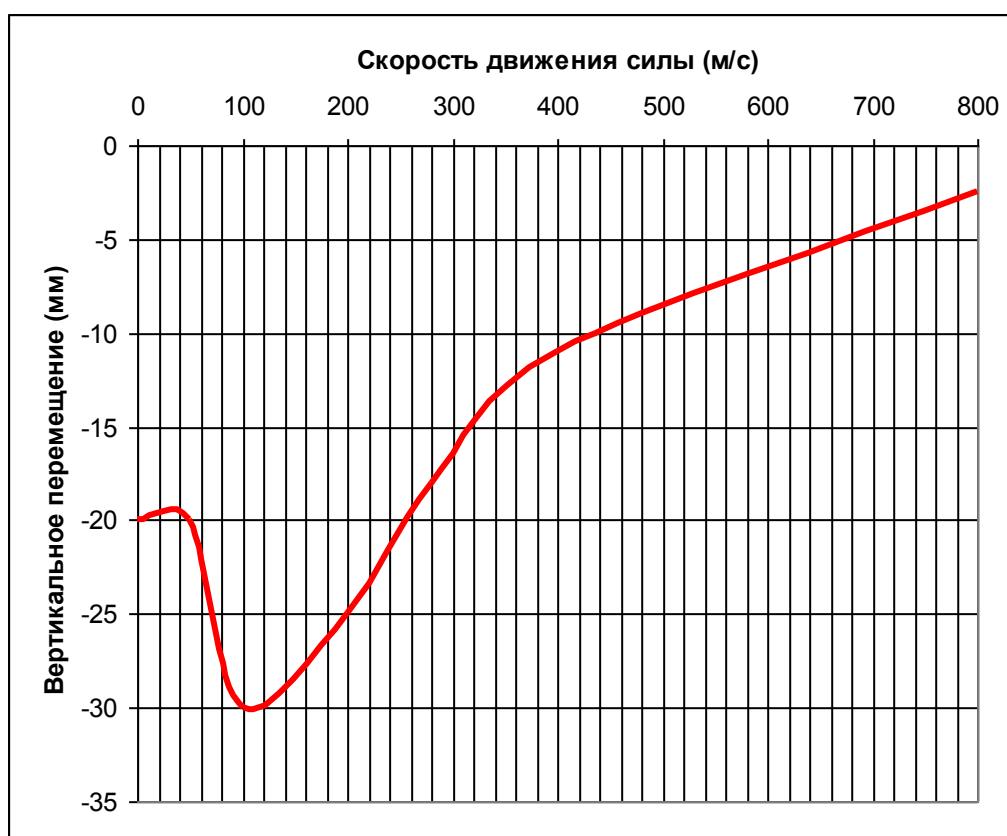


Рис. 3.1.6. График наибольших вертикальных перемещений точки К под силой (условной оси колеса) при разных скоростях движения силы по пролёту при шарнирном опирании разрезной фермы

При скоростях движения до 120 м/с наибольшие вертикальные перемещения движущейся точки К под силой по величине мало отличаются от наибольших вертикальных перемещений точки С — середины пролёта фермы-струны. Это даёт возможность рассчитать участок скоростей от 0 до 120 м/с по аналитическому

решению. На рис. 3.1.7 построен такой график.

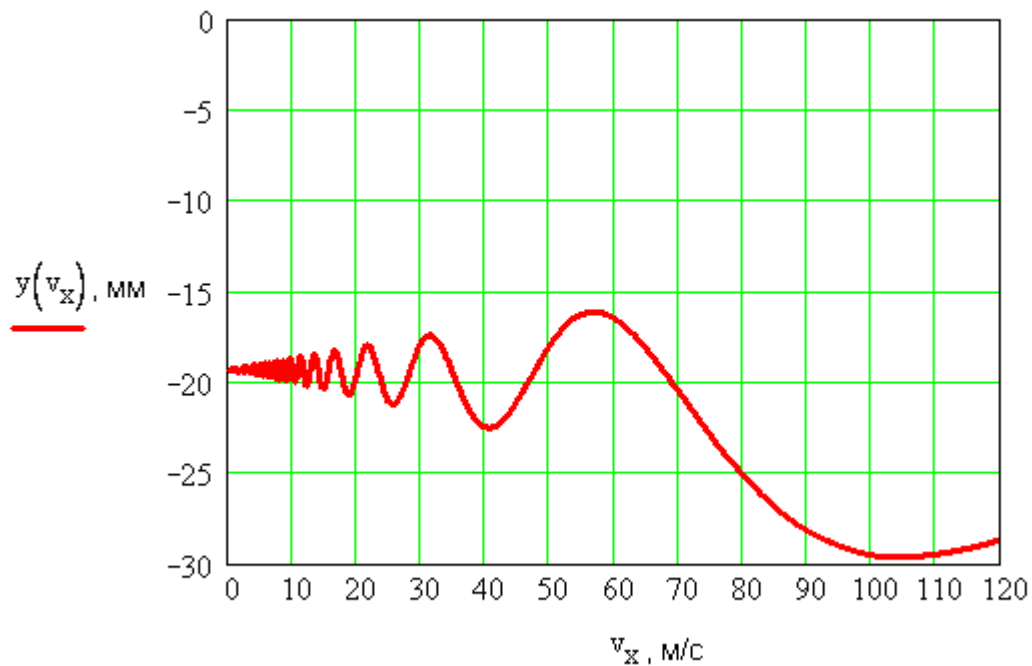


Рис. 3.1.7 Наибольшие вертикальные перемещения точки С — середины пролёта фермы-струны, которые по величине приближённо совпадают с точкой К под силой (условной оси колеса) при скоростях движения силы по пролёту до 120 м/с (при шарниром опирании разрезной фермы)

Сравнение графиков на рис. 3.1.6 и 3.1.7 позволяет увидеть некоторую разницу на участке скоростей от 0 до 75 м/с. Это различие объясняется членами ряда, учитывающими свободные колебания фермы. При проведении численного расчёта методом МКЭ, но с большим количеством точек, различие графиков будет не существенно. При расчётах для фермы, жёстко заземленной на опорах (см. рис. 3.1.3), следует ожидать того же эффекта.

Построим график зависимости наибольших вертикальных перемещений точки С — середины пролёта фермы-струны от скорости движения постоянной силы по пролёту, используя, как и ранее, МКЭ и проверяя аналитическим решением (см. рис. 3.1.8):

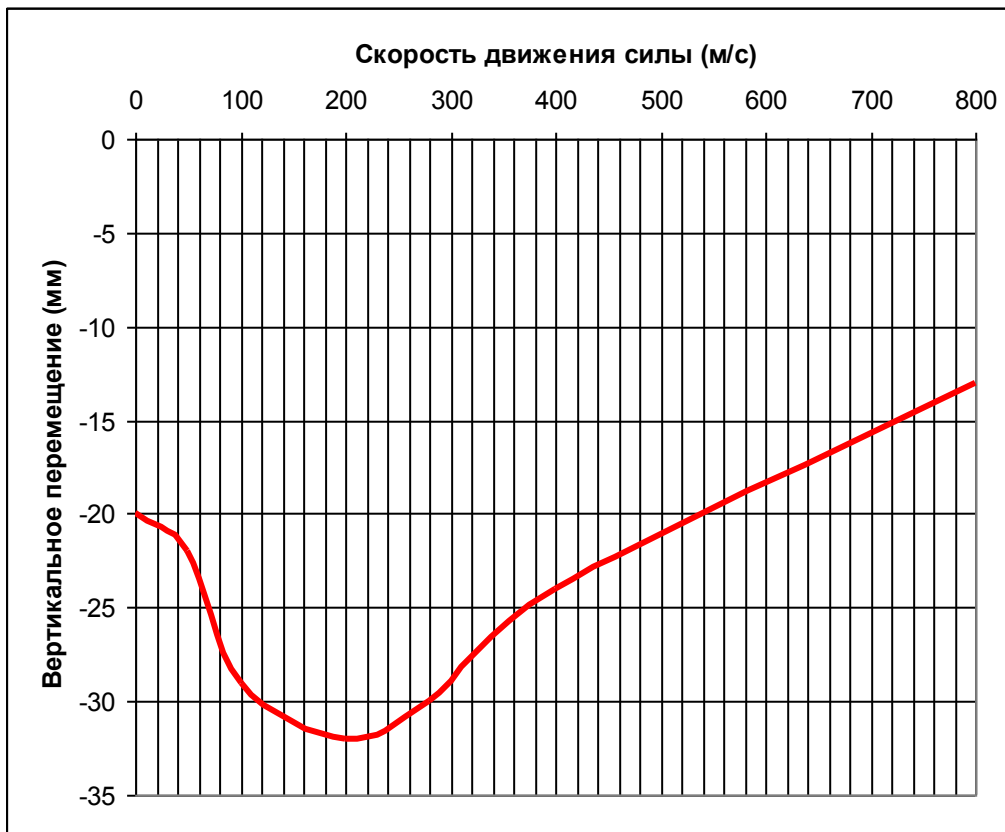


Рис. 3.1.8 График наибольших вертикальных перемещений (мм) точки С – середины пролёта фермы-струны при разных скоростях (м/с) движения силы по пролёту при шарниром опирании разрезной фермы

Теоретическое значение резонансной скорости (знаменатель первого члена ряда стремится к нулю, так же стремится к нулю и числитель, неопределённость вида 0/0):

$$V_k = \frac{\pi}{L} \cdot \sqrt{\frac{EJ_0}{m}} = \frac{3,14}{36} \cdot \sqrt{\frac{1,55 \cdot 10^9}{150}} = 280 \text{ м/с,}$$

где:

$EJ_0 = 1,55 \cdot 10^9 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$  — изгибная жесткость половины фермы;

$m_0 = 150 \text{ кг/м}$  — линейная масса половины фермы;

$L = 36 \text{ м}$  — длина пролёта.

Как видно из рис. 3.1.8, этому значению скорости соответствует величина 30 мм, т.е. динамический прогиб на 50% больше статического ( $30/20 = 1,5$ ). Наибольший прогиб получился при скорости 215 м/с и составил 32,5 мм, т.е. динамический прогиб на 62,5% больше статического ( $32,5/20 = 1,625$ ). Такие скорости движения (более 700 км/ч) как возможные не рассматриваем.



### 3.2 Расчёт резонансных скоростей корпуса юнибуса при движении по путевой структуре

Частотный анализ корпуса юнибуса проводим численно МКЭ и сравним с упрощёнными аналитическими решениями. Расчётная модель изображена на рис.3.2.1.

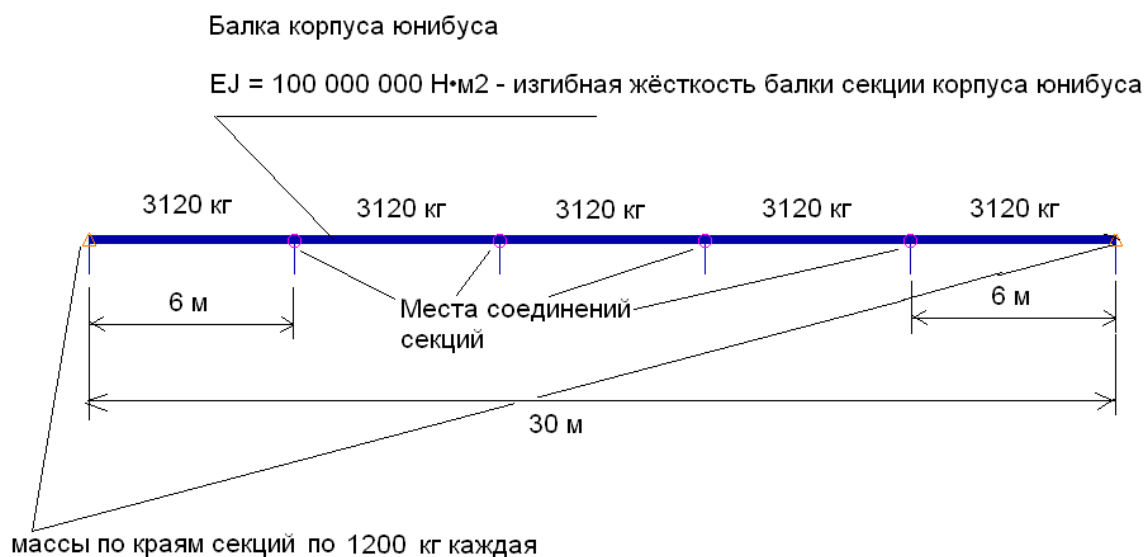


Рис. 3.2.1 Конечно-элементная модель корпуса юнибуса для частотного анализа

Первая и вторая формы колебаний корпуса как жёсткого целого показаны на рис. 3.2.2.

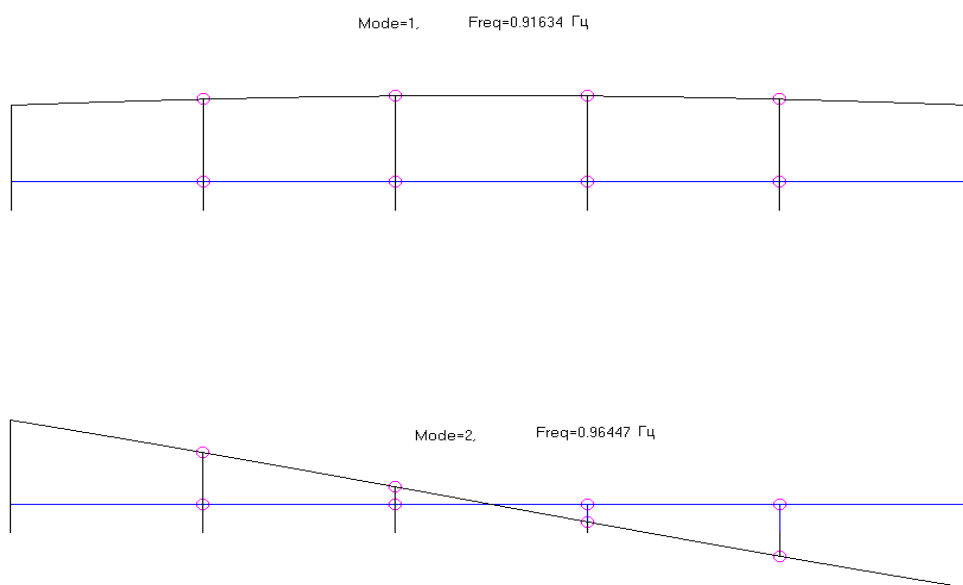


Рис. 3.2.2. Первая и вторая формы колебаний корпуса как жёсткого целого

Аналитический расчёт первой частоты (см. [2], стр.236):

$Hod = 0,3 \text{ м}$  — ход подвески

$$f_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{Hod}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{10}{0,3}} = 0,919 \text{ Гц}$$

Третья и четвёртая формы колебаний соответствуют изгибным формам балки корпуса и показаны на рис. 3.2.3.

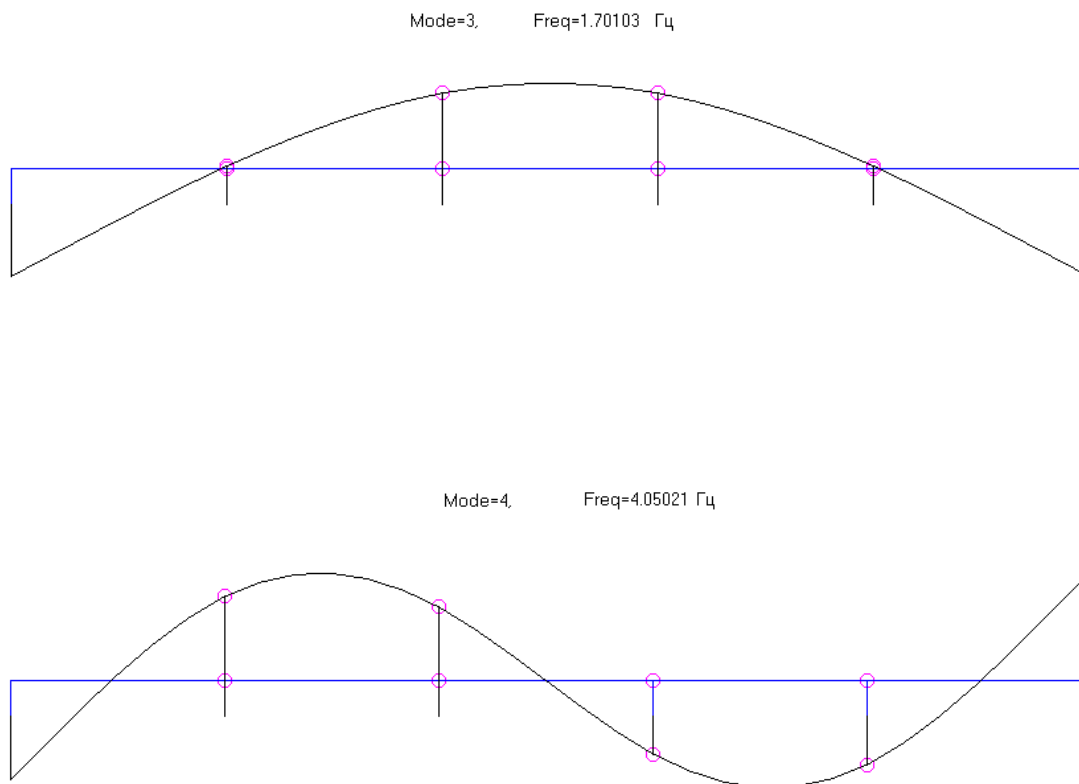


Рис. 3.2.3. Третья и четвёртая формы — колебания по изгибным формам балки корпуса

Аналитический расчёт третьей и четвёртой частоты:

Угловая жёсткость поворота спиральных пружин, моделирующих упругие элементы соединения секций, достаточно велика. Секции в аналитическом расчёте жёстко соединяем между собой и решаем частотную задачу для свободной балки в невесомости (см. [2], стр.294 — 300).

$$f_3 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_L}} \cdot \left( \frac{k_1}{L_M} \right)^2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{10^8}{600}} \cdot \left( \frac{4,73}{30} \right)^2 = 1,615 \text{ Гц},$$

$$f_4 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_L}} \cdot \left( \frac{k_2}{L_M} \right)^2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{10^8}{600}} \cdot \left( \frac{7,855}{30} \right)^2 = 4,454 \text{ Гц},$$

где:

$EJ = 10^8 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$  — изгибная жёсткость секции корпуса юнибуса;

$L_M = 30 \text{ м}$  — расстояние между первой осью и последней осью юнибуса;

$M = 18000 \text{ кг}$  — подрессоренная масса юнибуса;

$m_L = M / L_M = 18000 / 30 = 600 \text{ кг/м}$  — погонная масса корпуса юнибуса;

$k_1 = 4,73$ ;  $k_2 = 7,855$  — коэффициенты для расчёта частот свободных

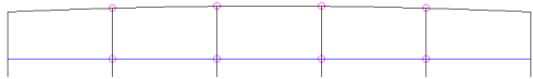
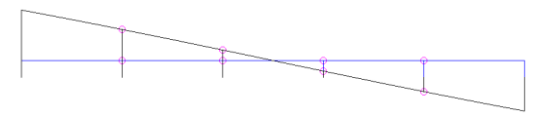
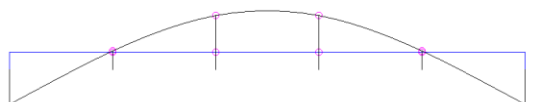
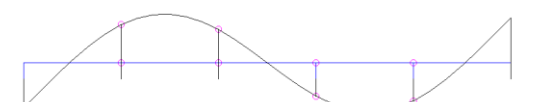
колебаний балки в невесомости.

Результаты численных и аналитических расчётов близки между собой.

Найдём, на основании численных расчётов частот, резонансные скорости юнибуса при движении по путевой структуре с длиной пролёта  $L = 36 \text{ м}$  (см. табл. 3.2.1).

Таблица 3.2.1

Резонансные скорости движения юнибуса для пролёта путевой структуры 36 м.

Номер формы	Частота, Гц	Резонансная скорость движения юнибуса, м/с $V_i = L \cdot f_i$
1 	$f_1 = 0,91634 \text{ Гц}$	$V_1 = 36 \cdot 0,91634 = 33 \text{ м/с}$
2 	$f_2 = 0,96447 \text{ Гц}$	$V_2 = 36 \cdot 0,96447 = 37,7 \text{ м/с}$
3 	$f_3 = 1,70103 \text{ Гц}$	$V_3 = 36 \cdot 1,70103 = 61,2 \text{ м/с}$
4 	$f_4 = 4,05021 \text{ Гц}$	$V_4 = 36 \cdot 4,05021 = 145,8 \text{ м/с}$

Как видно из таблицы 3.2.1 при скорости юнибуса установившегося движения  $V = 360 \text{ км/ч} = 100 \text{ м/с}$  вертикального резонанса корпуса нет. Формам, больше четвёртого номера, соответствуют резонансные скорости движения больше 150 м/с. Такие скорости движения (более 540 км/ч) как возможные не рассматриваем.

## 4. Расчёты вертикальных перемещений и ускорений юнибуса. Оценка плавности хода и комфорта движения

### 4.1 Конечно-элементные модели для расчётов динамических процессов

Моделирование динамического контактного взаимодействия рельсового автомобиля (юнибуса) с путевой структурой осуществлялось при использовании конечно-элементных моделей. Расчёты проводились для вертикальной динамики установившихся процессов. Это достигалось движением с постоянной скоростью модели юнибуса по модели путевой структуры, состоящей из семи пролётов по 36 метров каждый (см. рис. 4.1.1).

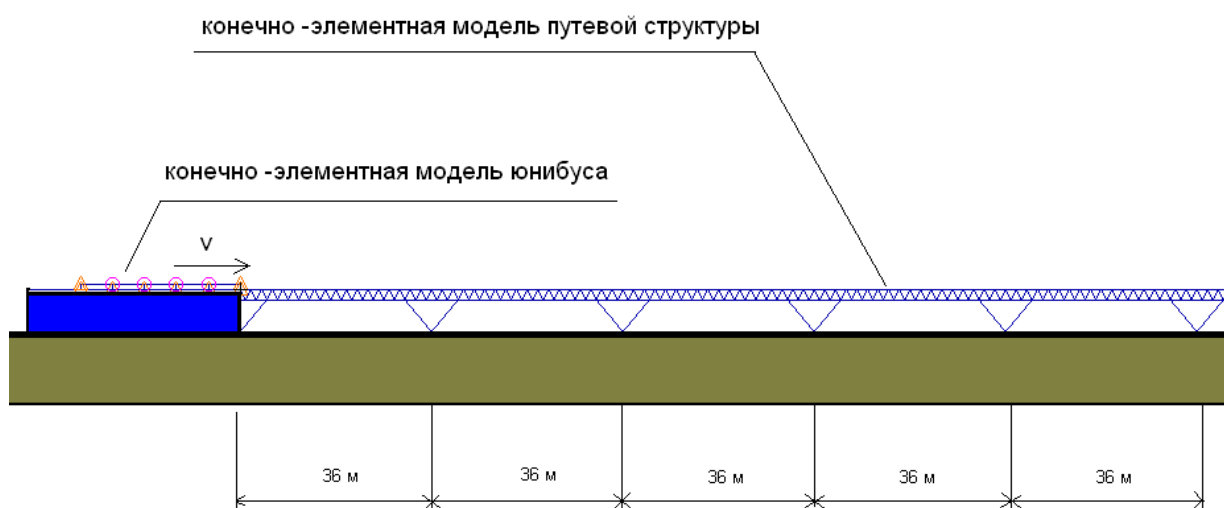


Рис. 4.1.1. Конечно-элементная модель юнибуса, движущаяся с постоянной скоростью по конечно-элементной модели путевой структуры

При движении юнибуса по путевой структуре происходят вертикальные колебания корпуса юнибуса и фермы-струны. Они являются суммой свободных и вынужденных колебаний. Свободные колебания определяются начальными условиями движения и появляются из-за внезапного въезда юнибуса с жесткого участка на деформируемый первый пролёт. Рассеивание энергии вертикальных колебаний силами демпфирования приводит к уменьшению влияния свободных колебаний на динамический процесс. При дальнейшем движении юнибуса увеличивается влияние вынужденных колебаний, которые являются определяющими при установившемся динамическом процессе.

## 4.2 Расчёты вертикальных перемещений, скоростей, ускорений юнибуса при установившемся движении при скорости 100 м/с (360 км/ч)

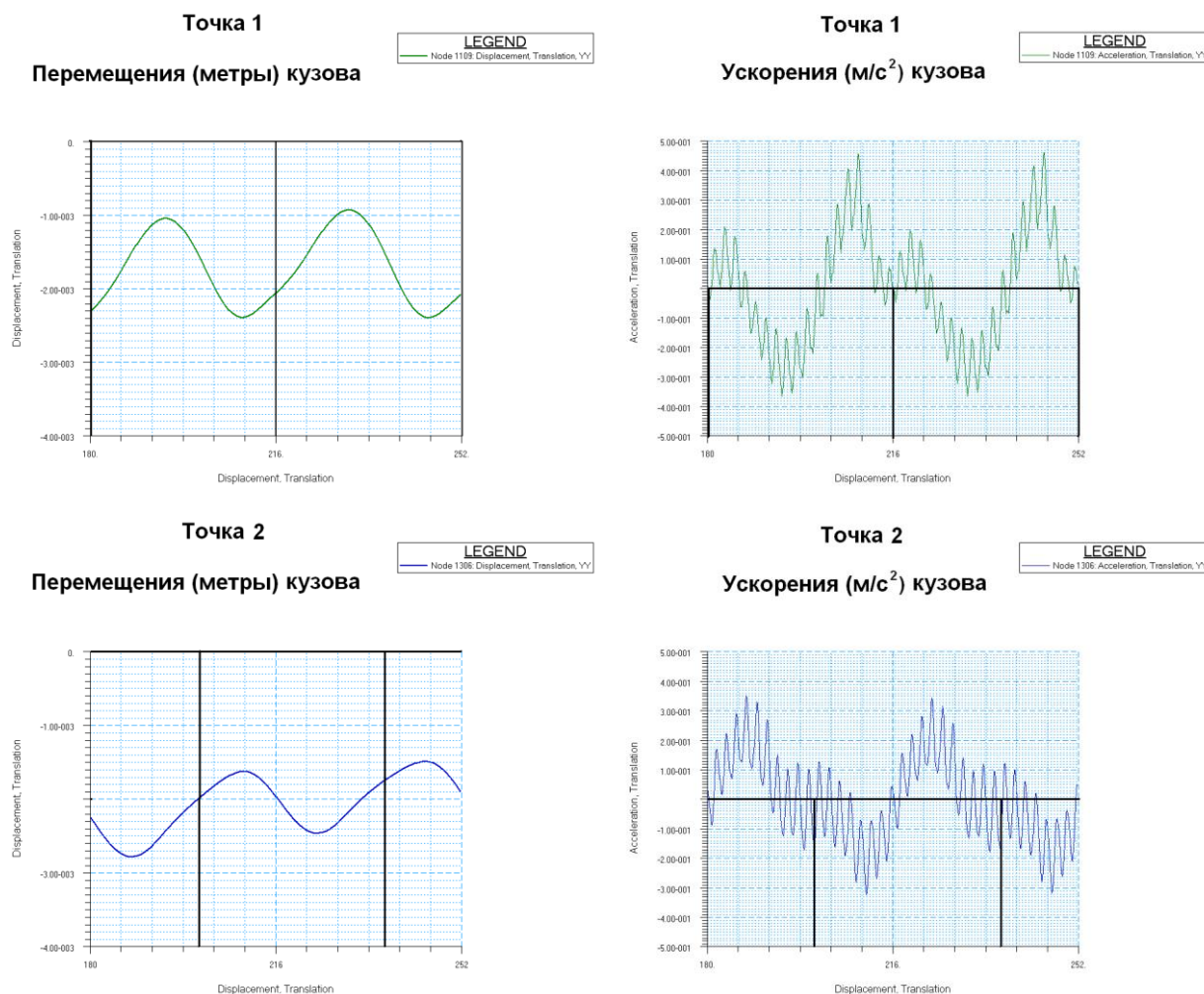
### 4.2.1 Расчёт поддресоренных масс — корпуса юнибуса

Расчётные точки корпуса показаны на рисунке 4.2.1.1.

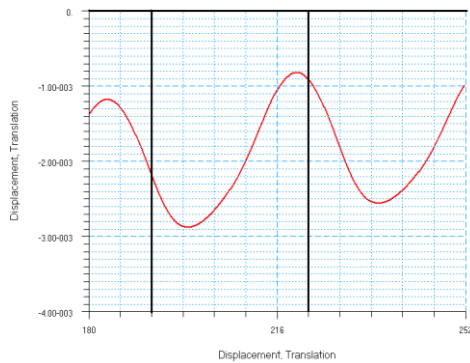


Рис. 4.2.1.1 Расчётные точки корпуса юнибуса

Вертикальные динамические перемещения и ускорения для наиболее характерных расчётных точек корпуса юнибуса №1, 2 и 3 показаны на рисунке 4.2.1.2.



Точка 3  
Перемещения (метры) кузова



Точка 3  
Ускорения (м/с<sup>2</sup>) кузова

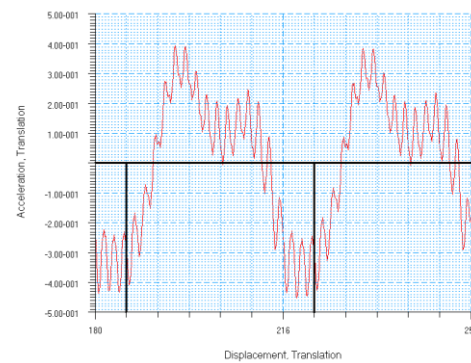


Рис. 4.2.1.2. Вертикальные динамические перемещения и ускорения расчётных точек кузова

Как видно из рисунка 4.2.1.2 все расчётные точки кузова при установившемся движении (со скоростью 100 м/с) имеют две частоты вертикальных колебаний:

- глобальную частоту колебаний, обусловленную деформативностью пролёта в целом (между опорами) (на графиках перемещений период составляет 6 делений =  $6 \cdot 6 = 36$  м (по горизонтальной оси):

$$f_1 = \frac{V}{L} = \frac{100}{36} = 2,778 \text{ Гц};$$

- локальную частоту колебаний, обусловленную деформативностью пролёта верхнего пояса (между раскосами) (на графиках ускорений расстояние между маленькими пиками (период) составляет  $1/3$  деления =  $6/3 = 2$  м (по горизонтальной оси).

$$f_2 = \frac{V}{L_R} = \frac{100}{2} = 50 \text{ Гц}.$$

Расчётная точка кузова №3 — кормовая часть, при установившемся движении (со скоростью 100 м/с) имеет наибольшую амплитуду перемещений  $A_{G3} = 1,05$  мм и глобальную амплитуду ускорений  $a_{G3} = 0,32$  м/с<sup>2</sup>. Наименьшие значения в точке №2 — середине кузова, глобальная амплитуда перемещений  $A_{G2} = 0,65$  мм и глобальная амплитуда ускорений  $a_{G2} = 0,2$  м/с<sup>2</sup>.

Амплитуды вертикальных колебаний и амплитуды глобальных ускорений приближённо связаны зависимостью:  $a_G = A_G \cdot \omega \cdot \pi \cdot f_1^2$  — гармоническим законом колебаний.

Амплитуды локальных ускорений, обусловленные деформативностью пролёта верхнего пояса (между раскосами), для всех расчётных точек корпуса примерно одинаковы и составляют  $a_L = 0,1 \text{ м/с}^2$ .

#### 4.2.2 Расчёт неподрессоренных масс — колёс, осей и т.п.

Расчётные точки расположения осей колёс показаны на рис. 4.2.2.1.

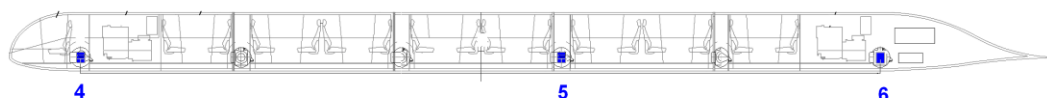


Рис. 4.2.2.1. Расчётные точки осей колёс юнибуса

Вертикальные динамические перемещения для наиболее характерных расчётных точек — неподрессоренных масс юнибуса № 4, 5 и 6 показаны на рис. 4.2.2.2 при скорости 100 м/с.

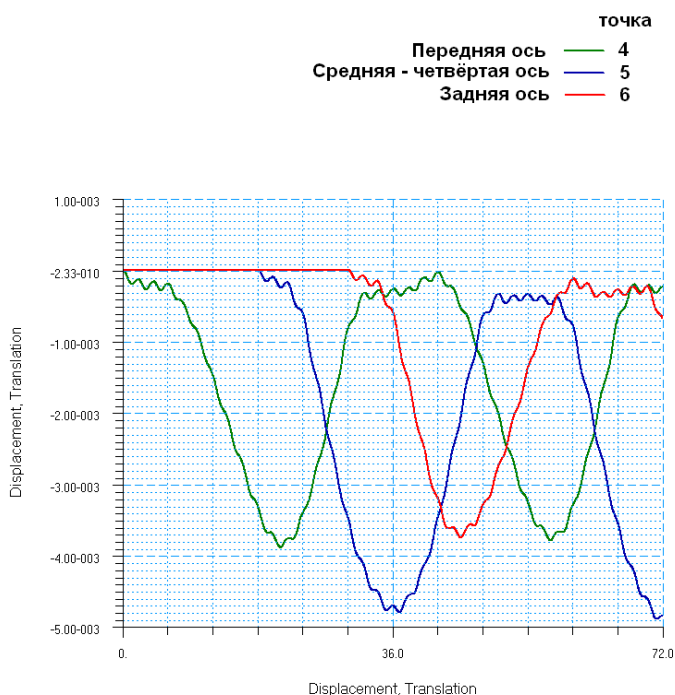


Рис. 4.2.2.2. Вертикальные динамические перемещения для наиболее характерных расчётных точек — осей колёс юнибуса № 4, 5 и 6

Из рис. 4.2.2.2 видно, что точка № 5 имеет наибольшие вертикальные динамические перемещения. Для этой точки покажем глобальные и локальные вертикальные перемещения и ускорения (см. рис. 4.2.2.3 и 4.2.2.4). Амплитуды вертикальных



колебаний и амплитуды глобальных и локальных ускорений неподрессоренных масс приближённо связаны зависимостью:  $a = A \cdot \omega \cdot \pi \cdot f \vec{z}$  — гармоническим законом колебаний.

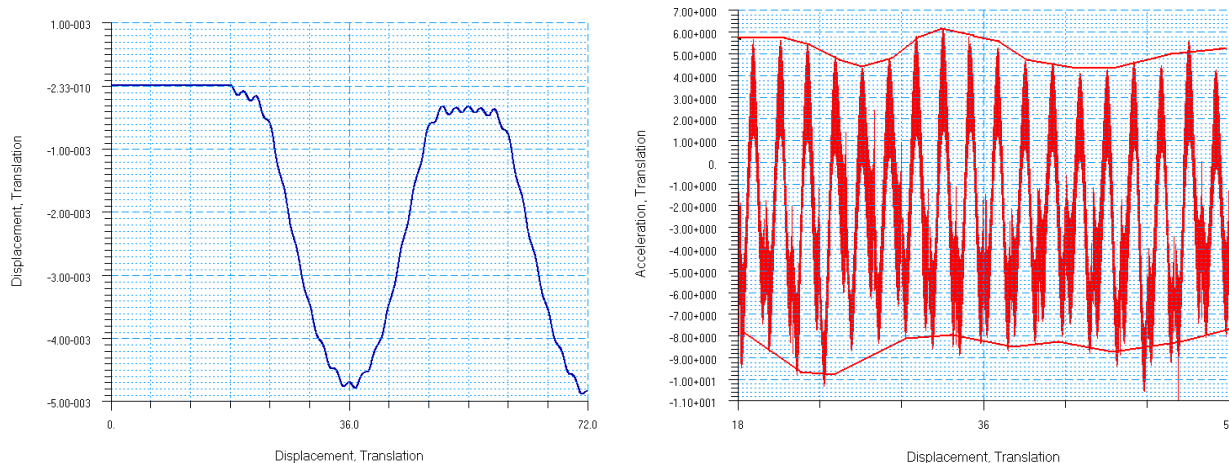


Рис. 4.2.2.3 Вертикальные глобальные перемещения и ускорения для точки № 5 — четвёртой оси юнибуса

Амплитуда ускорений:  $a_G = A_G \cdot \omega \cdot \pi \cdot f_1 \vec{z} = 0,0023 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 2,778)^2 = 0,7 \text{ м/с}^2$

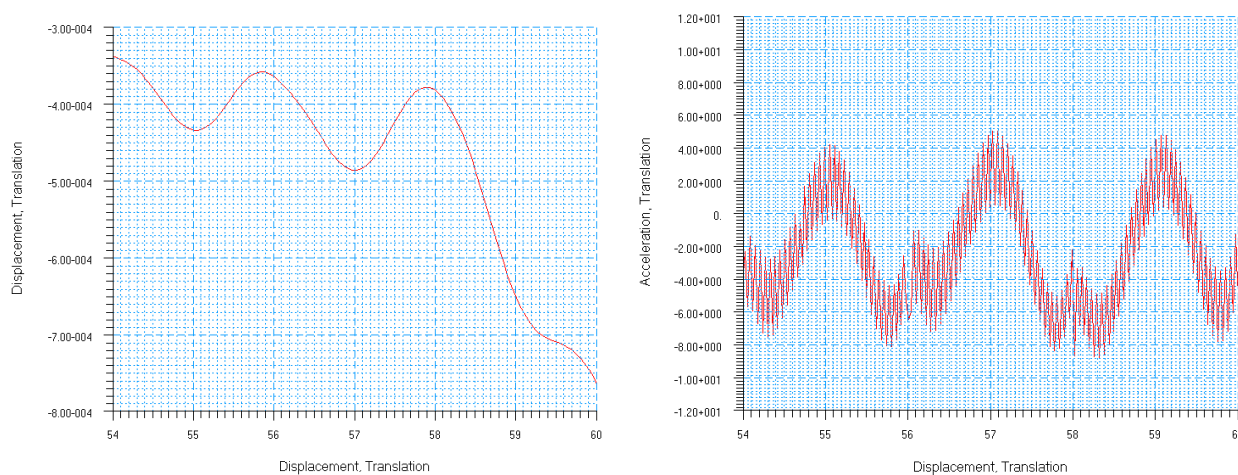


Рис. 4.2.2.4 Вертикальные локальные перемещения и ускорения для точки № 5 – четвёртой оси юнибуса

Первая локальная амплитуда:  $a_{L1} = A_{L1} \cdot \omega \cdot \pi \cdot f_2 \vec{z} = 0,00005 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 50)^2 = 4,93 \text{ м/с}^2$ .

Вторая локальная амплитуда имеет величину около  $1 \text{ м/с}^2$  и очень большую частоту — порядка  $f_{L2} = V/(1/17) = 100 \cdot 17 = 1700 \text{ Гц}$ .

Величина полного вертикального ускорения (см. рис. 4.2.2.3 и 4.2.2.4) достигает для неподрессоренных масс до  $10 \text{ м/с}^2$  или одного  $g$ . Таким образом, неподрессоренные массы юнибуса имеют небольшую — двойную перегрузку при скорости  $100 \text{ м/с}$ .



### 4.3 Амплитудно-частотные характеристики корпуса

Под амплитудно-частотными характеристиками корпуса юнибуса понимаем зависимость вертикальных динамических его перемещений и ускорений от скорости движения юнибуса по путевой структуре (см. рис. 4.3.1 — 4.3.3).

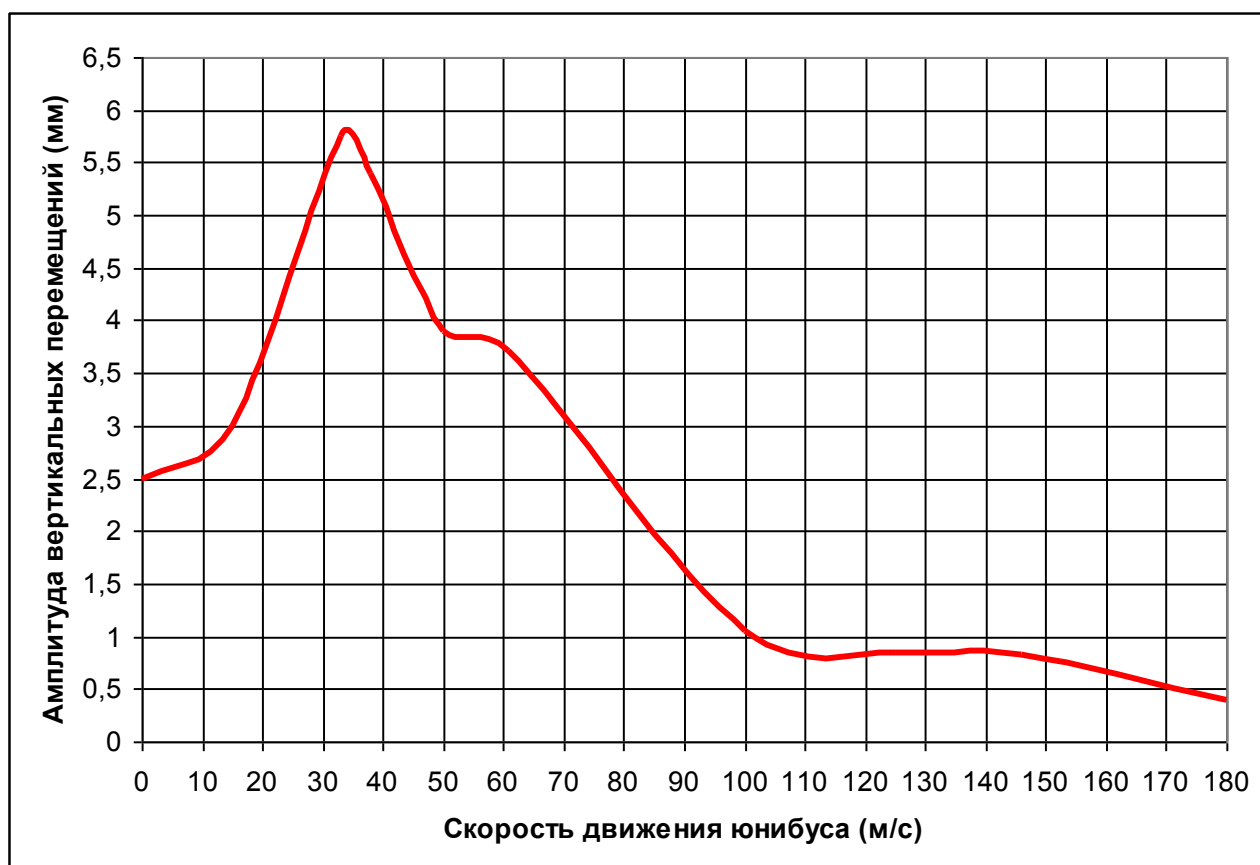


Рис. 4.3.1. Зависимость амплитуды вертикальных колебаний расчётной точки №3 корпуса от скорости движения

Как было показано (см. рис. 4.2.1.2) все расчётные точки кузова имеют две частоты вертикальных колебаний:

- Глобальная частота колебаний  $f_1 = 2,778$  Гц, обусловленная деформативностью пролёта в целом (между опорами). Амплитуды вертикальных колебаний и амплитуды глобальных ускорений приближённо связаны зависимостью:  $a_G = A_G \cdot \pi \cdot f_1^2$  — гармоническим законом колебаний (см. рис. 4.3.1 и рис. 4.3.2);
- Локальная частота колебаний  $f_2 = 50$  Гц, обусловленная деформативностью пролёта верхнего пояса (между раскосами) и всей путевой структуры (см. рис. 4.3.3).

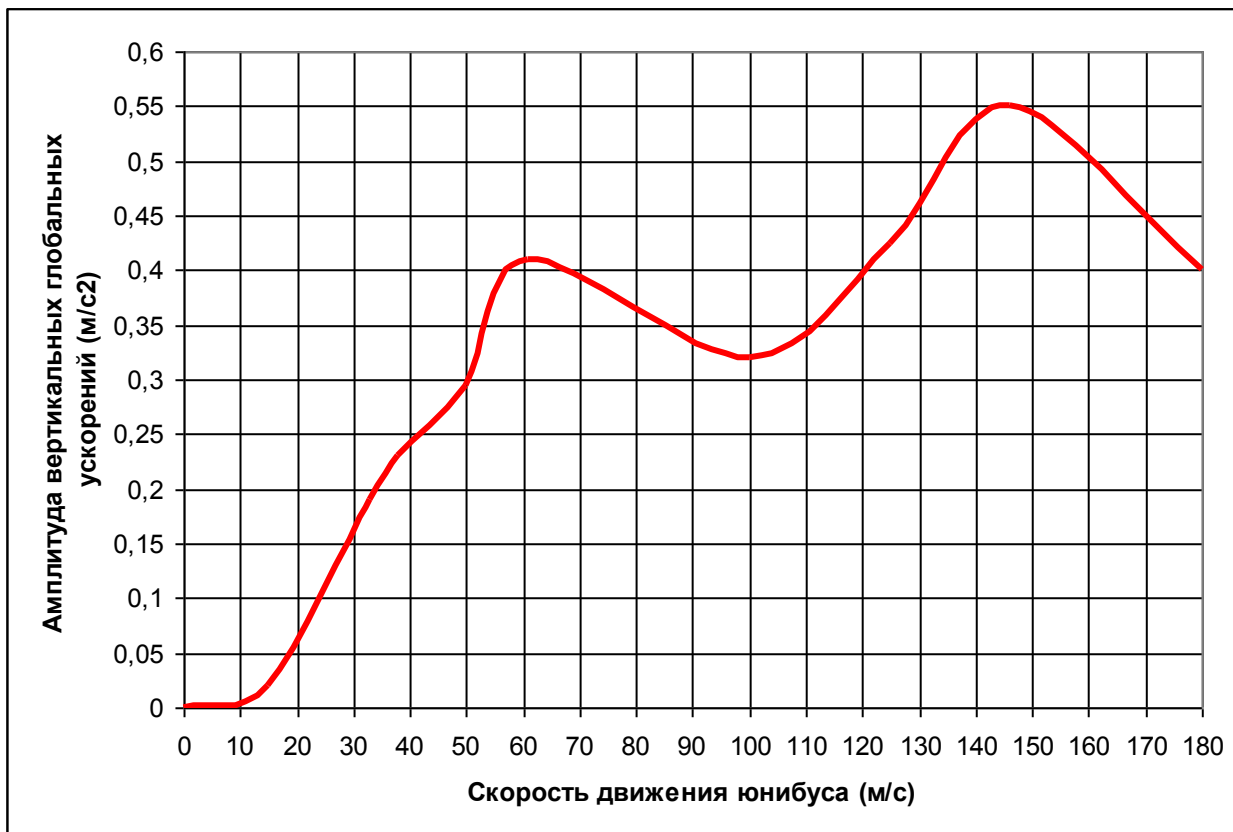


Рис. 4.3.2. Зависимость амплитуды вертикальных глобальных ускорений расчётной точки №3 корпуса от скорости движения

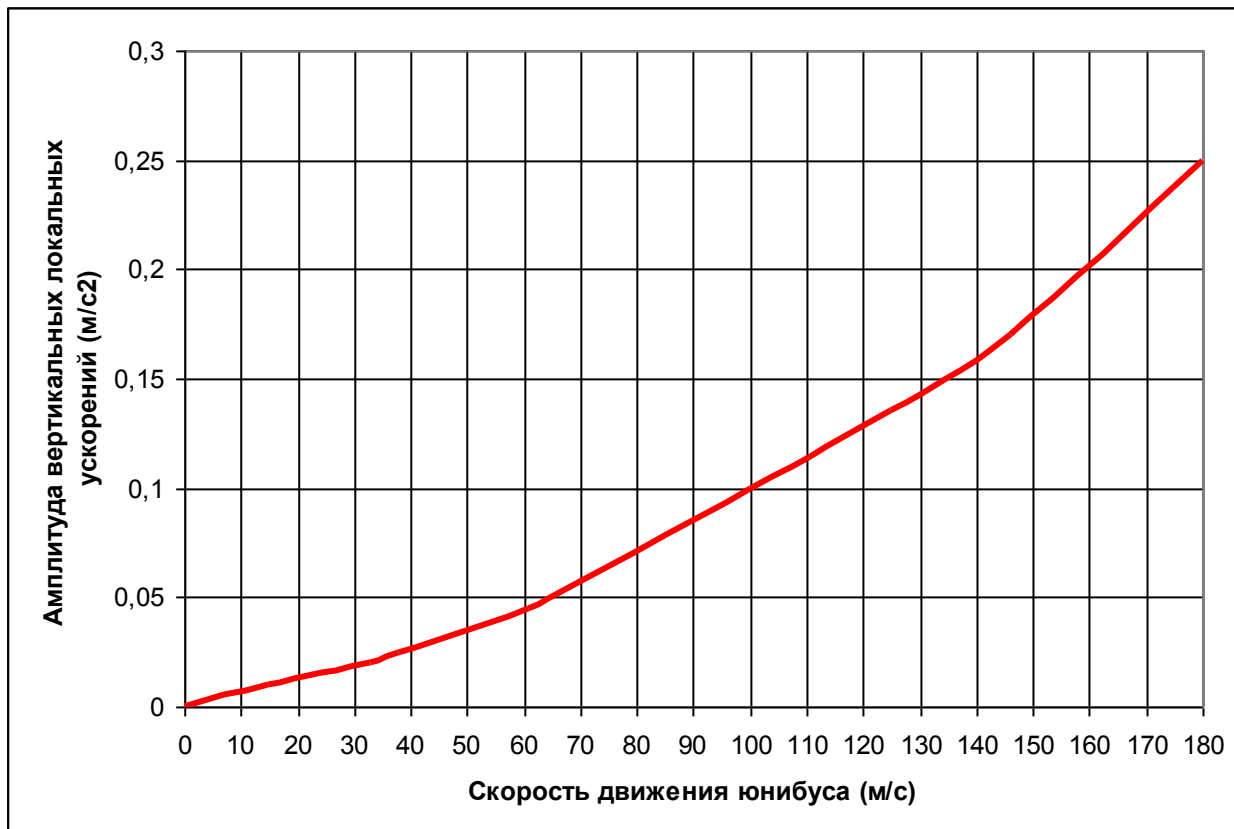


Рис. 4.3.3. Зависимость амплитуды вертикальных локальных ускорений расчётной точки №3 корпуса от скорости движения

#### 4.4 Оценка плавности хода и комфортности движения

Основным параметром оценки плавности хода юнибуса принят наиболее универсальный на сегодняшний день параметр, в частности, на ж/д транспорте комплексный параметр  $W$ , который учитывает как ускорения колебаний, так и их частоту (см. [3], стр.145):

$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5},$$

где:

$k$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от частоты вертикальных колебаний (см. рис. 4.4.1);

$f$  — частота вертикальных колебаний кузова, Гц;

$A$  — амплитуда вертикальных колебаний (перемещений) кузова, см.

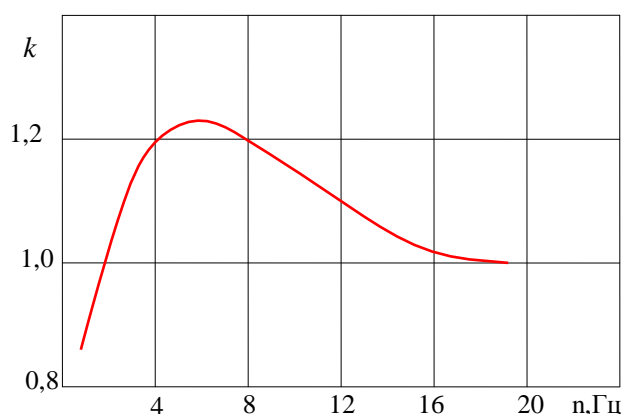


Рис. 4.4.1. Зависимость коэффициента  $k$  от частоты вертикальных колебаний

Плавность хода транспортного средства тем лучше, чем меньше величина показателя  $W$ . В табл. 4.4.1 приведены рекомендуемые и предельные значения параметра  $W$ .

Таблица 4.4.1

Значения параметра $W$ , используемого для оценки плавности хода	
Очень хороший	2
Хороший	2- 2,5
Достаточный для пассажирских вагонов	2,5- 3
Предельный для пассажирских вагонов	3- 3,25
Предельный для человека с физиологической точки зрения	4,5

При установившемся движении (со скоростью 100 м/с) найдём комплексный параметр  $W$ :

- Расчётная точка кузова №1 — передняя часть, имеет амплитуду вертикальных колебаний  $A_{G1} = 0,075$  см и глобальную частоту  $f_1 = 2,778$  Гц:

$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5} = 2,7 \cdot 1,091 \cdot \sqrt[10]{0,075^3 \cdot 2,778^5} = 2,26;$$

- Расчётная точка кузова №2 — середина корпуса, имеет амплитуду вертикальных колебаний  $A_{G2} = 0,065$  см и глобальную частоту  $f_1 = 2,778$  Гц:

$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5} = 2,7 \cdot 1,091 \cdot \sqrt[10]{0,065^3 \cdot 2,778^5} = 2,16;$$

- Расчётная точка кузова №3 — задняя часть, имеет амплитуду вертикальных колебаний  $A_{G3} = 0,105$  см и глобальную частоту  $f_1 = 2,778$  Гц:

$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5} = 2,7 \cdot 1,091 \cdot \sqrt[10]{0,105^3 \cdot 2,778^5} = 2,496.$$

Согласно таб. 4.4.1 плавность хода хорошая. Построим график изменения параметра оценки плавности хода юнибуса для расчётной точки кузова №3 (кормовая часть) в зависимости от скорости движения (см. рис. 4.4.2).

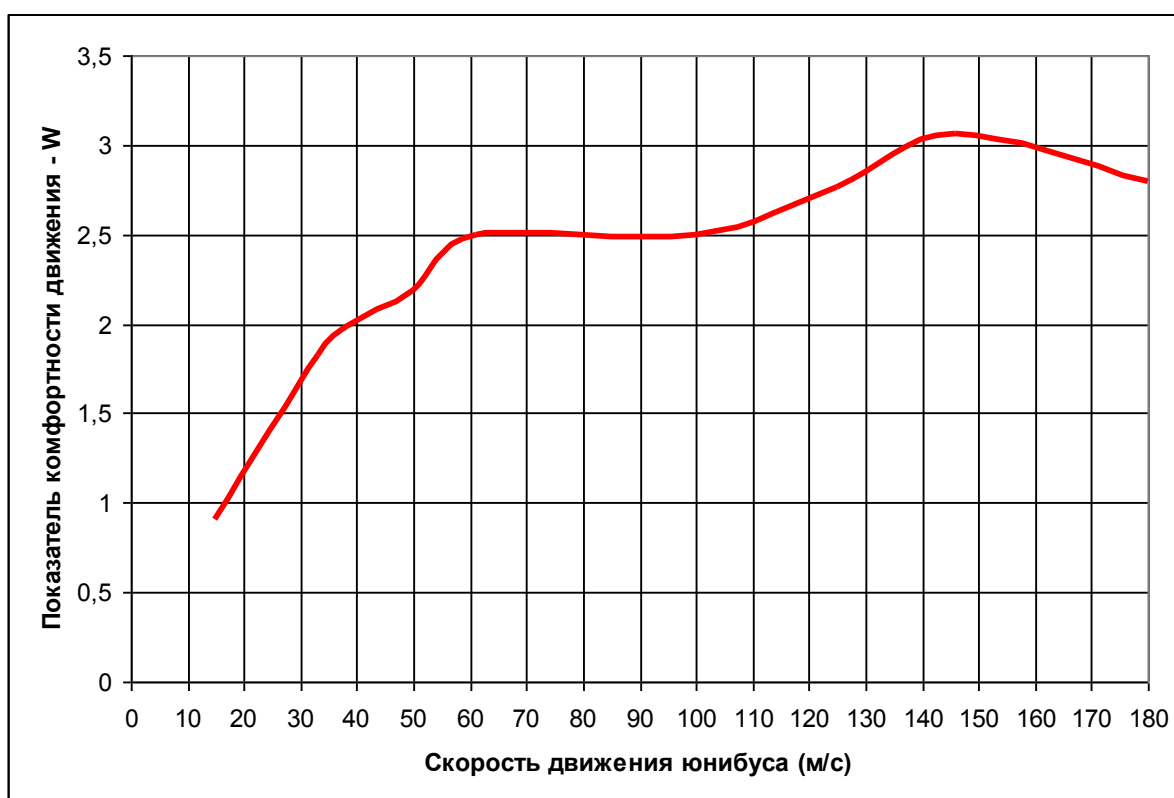


Рис. 4.4.2. Зависимость параметра оценки плавности хода  $W$  расчётной точки №3 корпуса от скорости движения

Кроме того, необходимо учитывать то, что утомляемость пассажиров зависит не только от режима колебаний кузова транспортного средства (ускорения и частоты), но от длительности воздействия ускорения  $t_d$  (см. табл. 4.4.2).

Таблица 4.4.2

Допустимая длительность воздействия вибраций на организм $t_d$			
$a_G$ , м/с <sup>2</sup>	$t_d$ , мин		Допуск, %
	Стандарт ISO	Стандарт PN	
0,12	1 440	1 516	5,3
0,18	960	941	2
0,27	600	586	2,3
0,315	480	469	2,3
0,38	378	372	1,6
0,53	240	225	4,6
0,71	150	148	1,3
0,95	96	93,6	2,5
1,18	60	64,5	7
1,5	40	40	0
1,8	25	25,4	1,6
2,13	16	14,8	7,5
2,36	10	9,91	0,9
2,65	6,3	5,9	6,8

Расчётная точка кузова №3 — кормовая часть, при движении со скоростью 100 м/с имеет наибольшую амплитуду ускорений  $a_G + a_L = 0,32 + 0,1 = 0,42$  м/с<sup>2</sup>.

## 5. Расчёты деформаций, внутренних усилий в путевой структуре и корпусе юнибуса при динамическом взаимодействии механической системы «юнибус — путевая структура»

### 5.1 Расчёты деформаций и внутренних усилий в путевой структуре

Расчёт деформаций и внутренних усилий от собственного веса путевой структуры не проводим.

Расчётные участки фермы и опор, в которых действуют наибольшие внутренние усилия от проезда юнибуса, показаны на рис. 5.1.1.

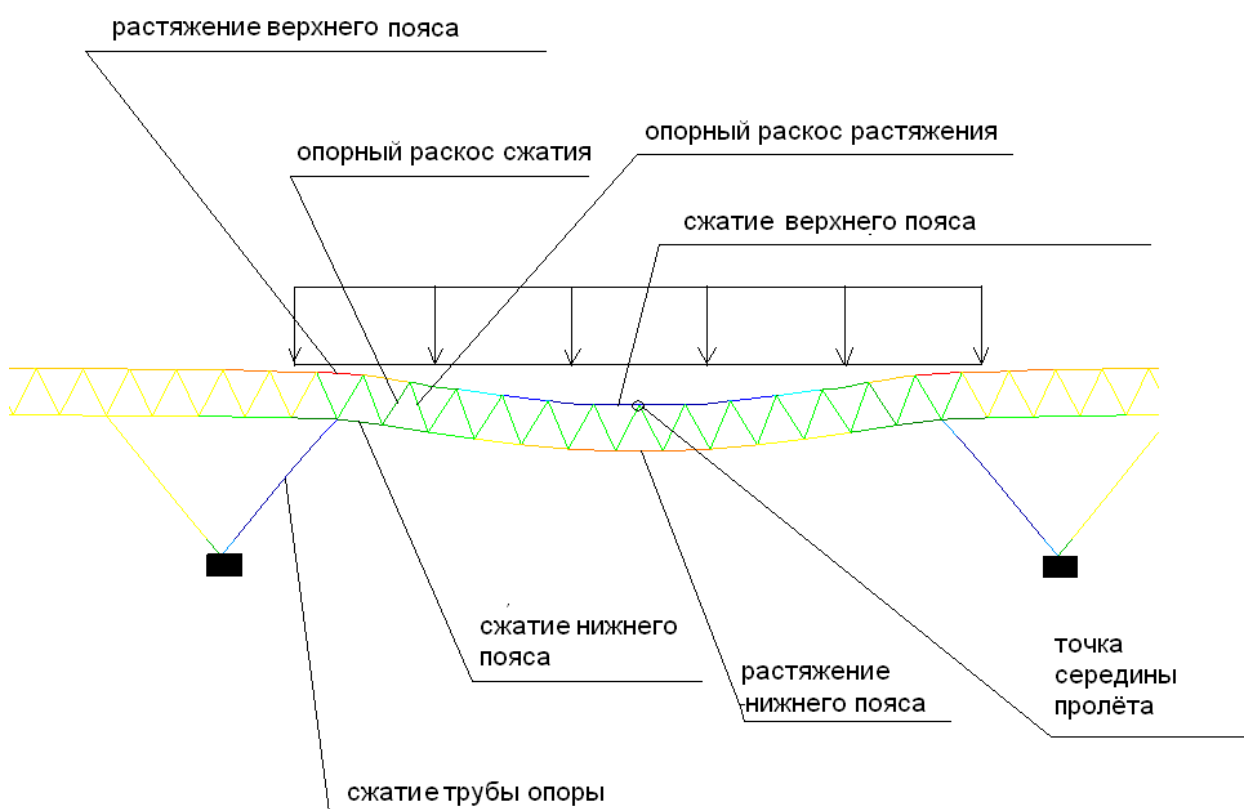


Рис. 5.1.1. Положение расчётных участков фермы и опор, в которых действуют наибольшие внутренние усилия от проезда юнибуса

Результаты расчётов (линии влияния) для установившегося движения юнибуса при его скорости 100 м/с показаны на рис. 5.1.2. Как видно из этого рисунка, внутренние силы растяжения и сжатия действуют с малым коэффициентом асимметрии цикла, т.е. цикл мало отличается от пульсирующего.

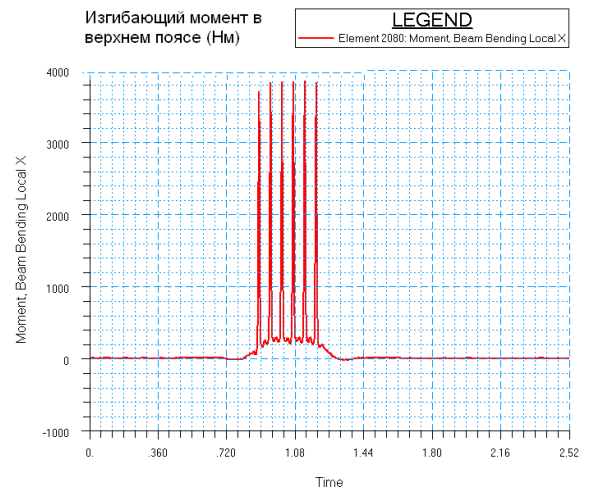
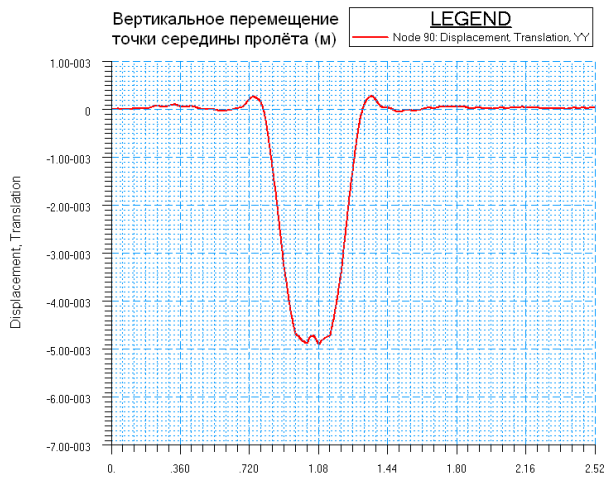
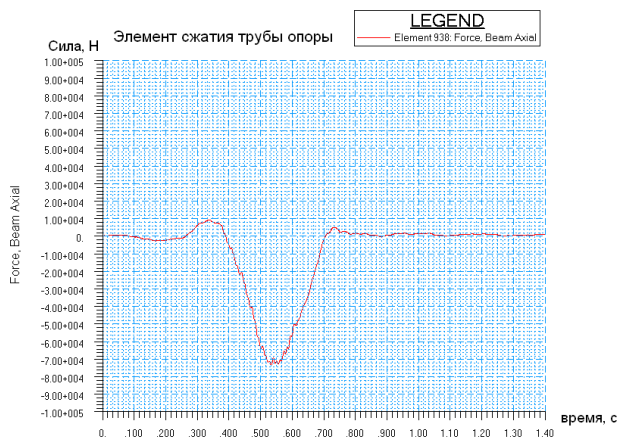
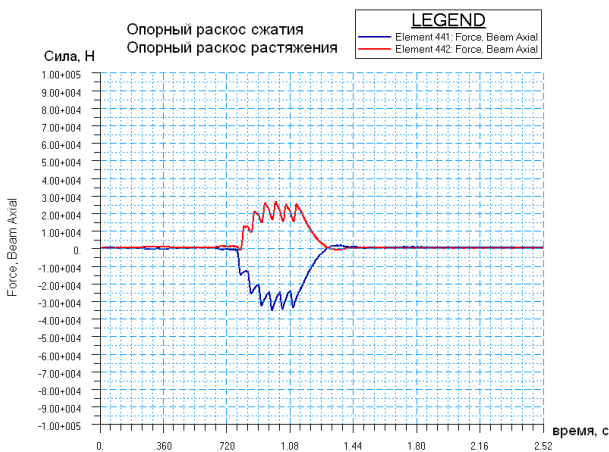
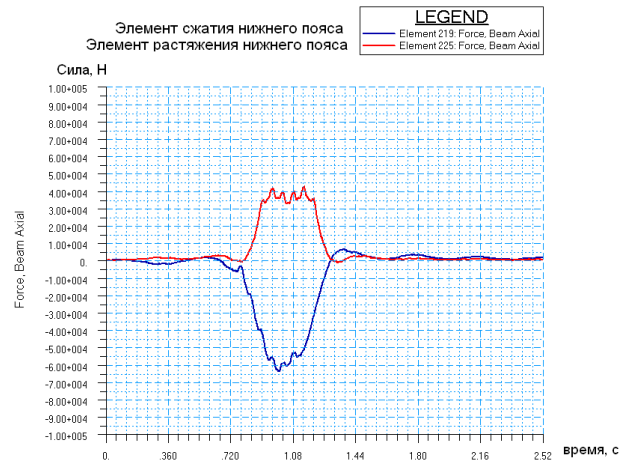
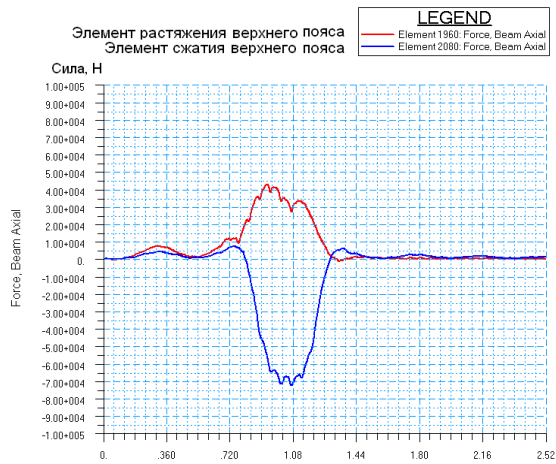


Рис. 5.1.2. Результаты расчёта деформаций и внутренних усилий в путевой структуре для установившегося движения юнибуса при его скорости 100 м/с (линии влияния)

Расчёты для других установившихся движений юнибуса при изменении скорости от 15 м/с до 180 м/с не дали существенных отличий деформаций и внутренних усилий в путевой структуре. При скорости юнибуса 140 — 180 м/с происходит не более чем 5% их увеличение. Это объясняется большой жёсткостью путевой структуры, исследованной в разделе 3. В разделе 3 для упрощения расчётного исследования двигалась с разными скоростями по путевой структуре одна, но большая сила. Более точные расчёты, проведённые в этом разделе с моделью юнибуса (вместо одной большой было шесть меньших сил), показали лучшие результаты.

Результаты динамических расчётов представлены в табл. 5.1.1.

Таблица 5.1.1

Напряжённый элемент путевой структуры			Растягивающая или сжимающая сила, тс	Вертикальное перемещение, мм
Ферма	Верхний пояс	участок растяжения над краем опоры	+ 4,4 тс	4,9 мм
		участок сжатия в середине пролёта	– 7,3 тс	
		изгибающий момент от колеса (между точками крепления раскосов)	0,39 тс · м	
	Раскосы	опорный раскос растяжения рядом с опорой	+ 2,5 тс	
		опорный раскос сжатия рядом с опорой	– 3,5 тс	
	Нижний пояс	участок растяжения в середине пролёта	+ 4,3 тс	
		участок сжатия над краем опоры	– 6,3 тс	
Опора	Труба	Растяжение сжатие	+1,0 тс – 7,2 тс	0,4 мм



## 5.2 Расчёты изгибающих моментов в балке корпуса

Построим эпюры вертикальных деформаций и изгибающих моментов для балки корпуса юнибуса от действия статической нагрузки — силы тяжести подрессоренной массы (см. рис. 5.2.2 и рис. 5.2.3). Сила тяжести от подрессоренной массы распределялась равномерно по длине балки, а на передней и задней оси дополнительно догружалась (см. рис. 5.2.1).

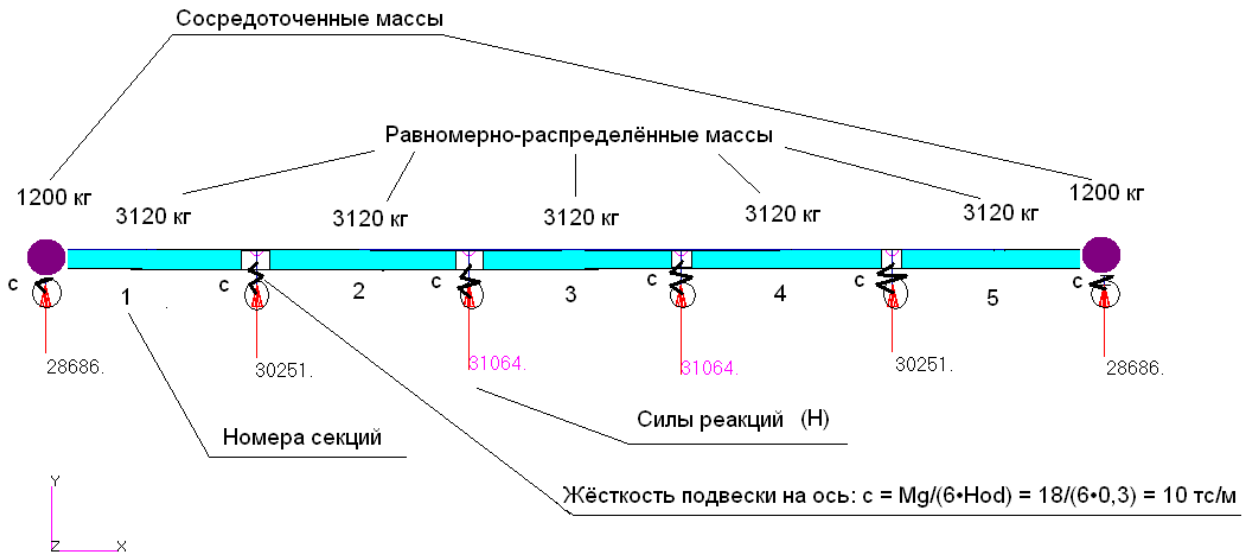


Рис. 5.2.1. Схема нагрузки на балку корпуса юнибуса от действия сил тяжести и силы реакции опор

Из рис. 5.2.2 видно, что изогнутая под действием силы тяжести балка корпуса имеет вид плавной, но ломаной линии. Наибольший изгибающий момент (см. рис. 5.2.3) действует в середине корпуса и составляет 30000 Н·м. Более точный расчёт на мелкой конечно-элементной сетке дал величину наибольшего изгибающего момента 31900 Н·м (см. рис. 5.2.4). Поскольку динамический расчёт проводился на крупной сетке, то далее будем использовать значение

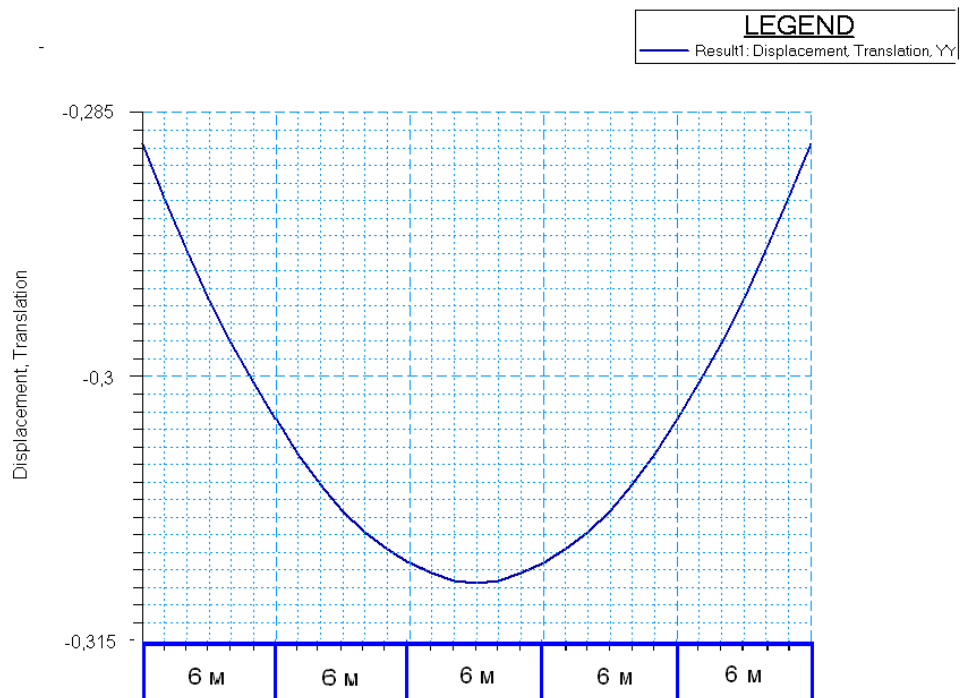


Рис. 5.2.2. Эпюра вертикальных деформаций (м) для балки корпуса юнибуса от действия статической нагрузки – силы тяжести

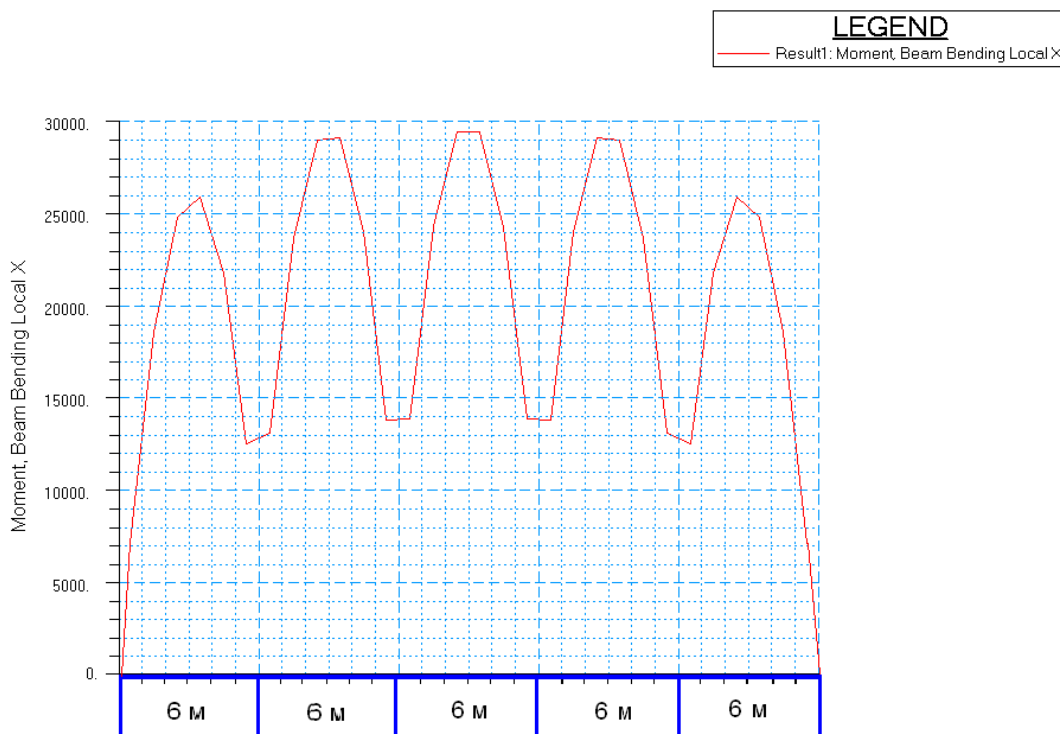


Рис. 5.2.3. Эпюра изгибающих моментов (Н·м) для балки корпуса юнибуса от действия статической нагрузки – силы тяжести

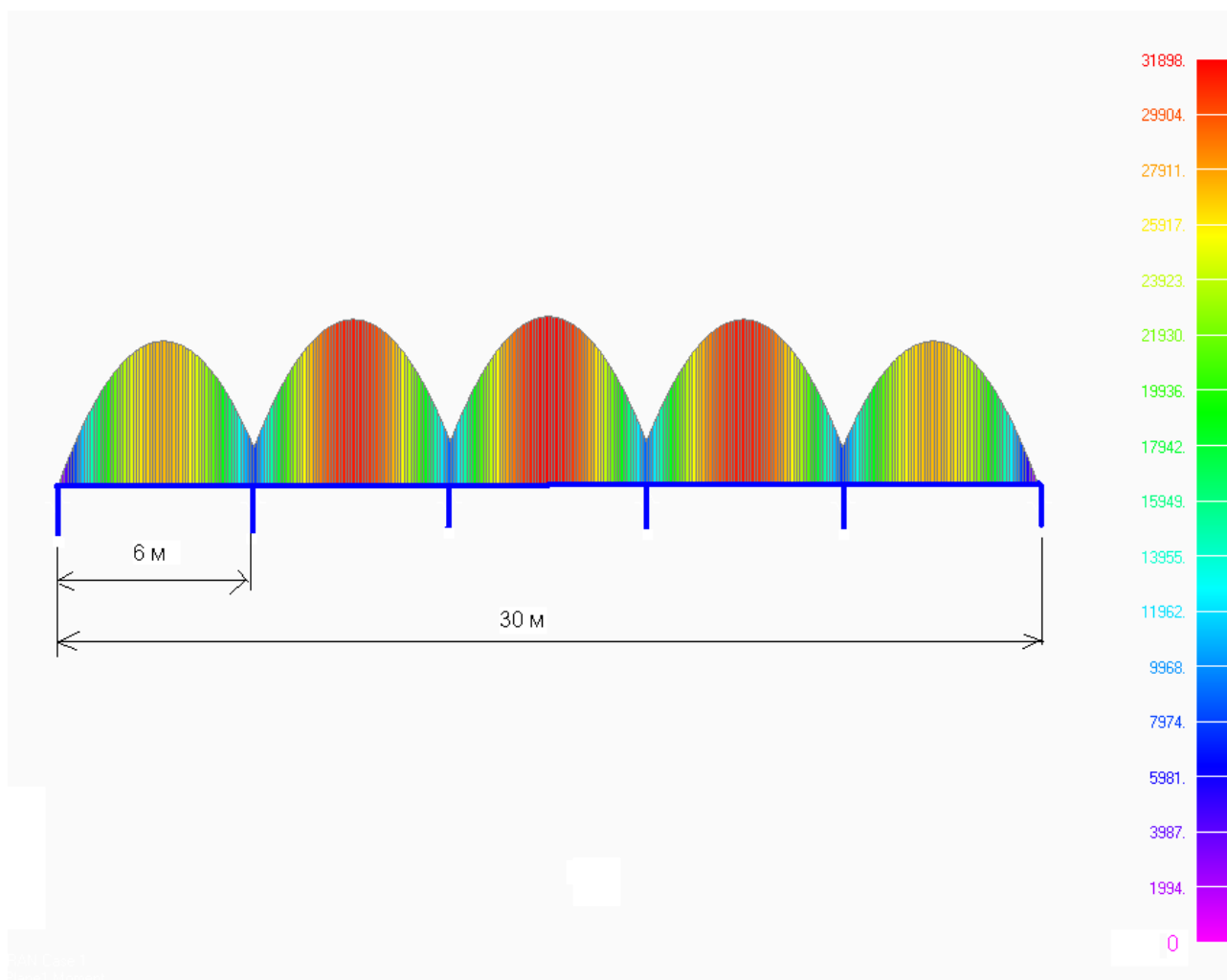


Рис. 5.2.4. Уточнённая эпюра изгибающих моментов (Н·м) для балки корпуса юнибуса от действия статической нагрузки – силы тяжести на мелкой конечно-элементной сетке

На рис. 5.2.5 показаны динамические добавки изгибающих моментов при движении юнибуса по путевой структуре со скоростью 100 м/с.

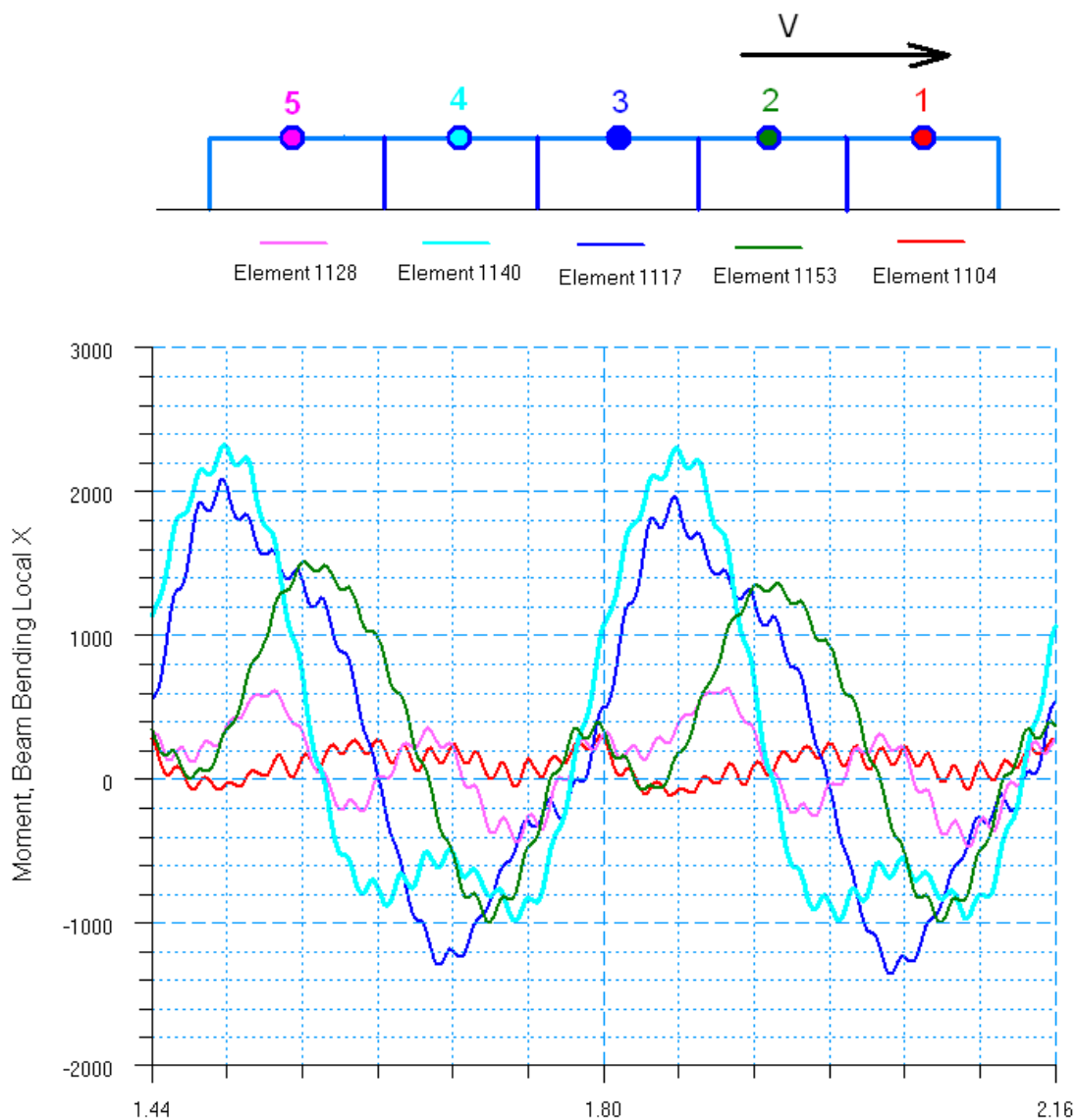


Рис. 5.2.5. Динамические добавки изгибающих моментов (Н·м) для балки корпуса юнибуса при движении юнибуса по путевой структуре со скоростью 100 м/с от времени (с).

Наибольшая динамическая добавка от изгибающих моментов при движении юнибуса по путевой структуре со скоростью 100 м/с будет в середине предпоследней секции корпуса (точка 4), её величина составляет от +2300 Н·м до -1000 Н·м. В середине третьей секции (точка 3) — от +2000 Н·м до -1400 Н·м.

Статический изгибающий момент в середине корпуса 30000 Н·м. Полный изгибающий момент в середине корпуса будет изменяться от минимума (точка 3)  $M_{\min} = 30000 - 1400 = 28600$  Н·м до максимума  $M_{\max} = 30000 + 2000 = 32000$  Н·м. Коэффициент асимметрии цикла  $28600/32000 = 0,89$  — нагрузка от изгиба близка к статической.

Построим график изменения динамической добавки изгибающих моментов корпуса в зависимости от скорости движения (см. рис. 5.2.5).

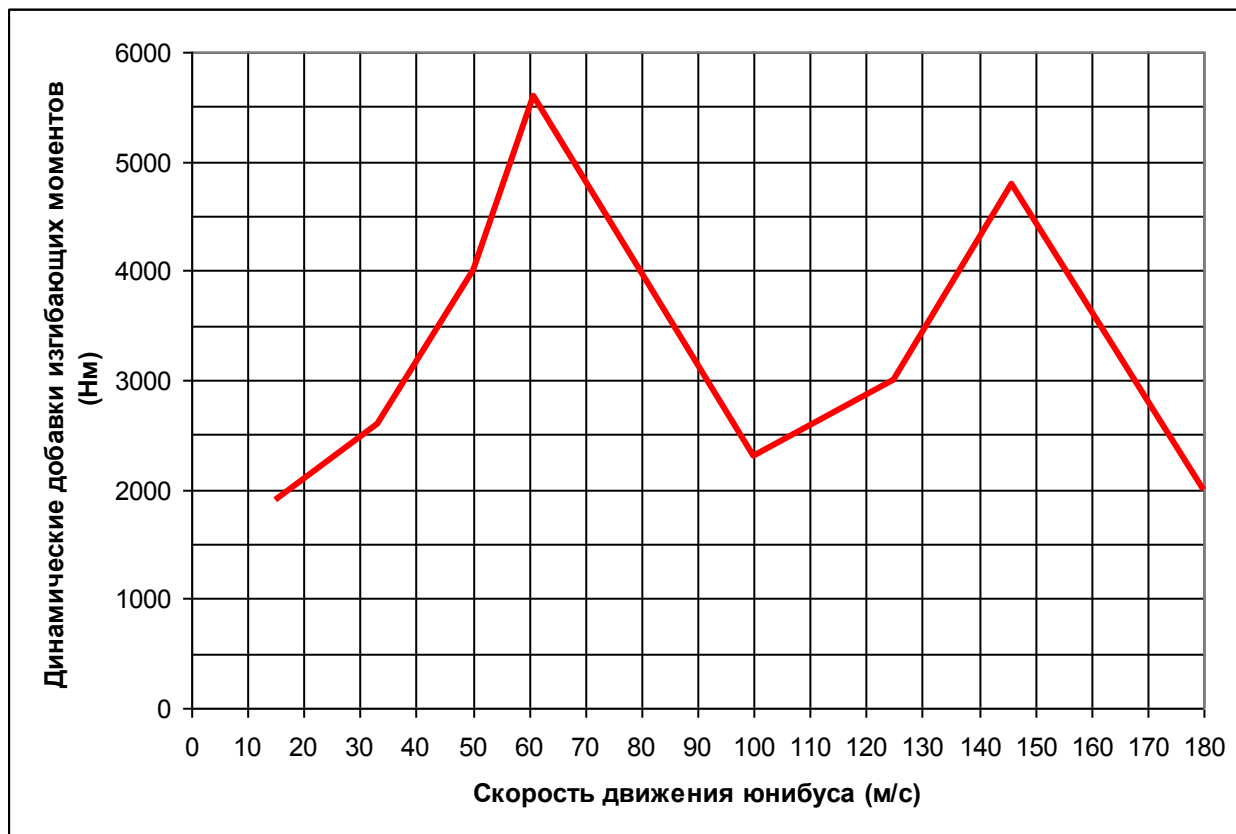


Рис. 5.2.5 Динамические добавки изгибающих моментов (Н·м) для балки корпуса в зависимости от скорости движения

На рисунке 5.2.5 для скоростей от 15 до 61 м/с расчётным является середина корпуса юнибуса (точка 3), а от 100 до 180 м/с – середина предпоследней секции (точка 4). Как видно из этого рисунка, наибольшая динамическая добавка при резонансах по изгибным формам колебаний.

Статический изгибающий момент в середине корпуса 30000 Н·м. Полный изгибающий момент в середине корпуса при скорости 61 м/с будет изменяться от минимума  $M_{\min} = 30000 - 4800 = 25200$  Н·м до максимума

$$M_{\min} = 30000 + 5600 = 35600 \text{ Н·м.}$$

Коэффициент асимметрии цикла  $25200/35600 = 0,7$ .

## **6. Список литературы**

1. Тимошенко С.П. "Колебания в инженерном деле".- М.: Наука, 1967.
2. Биргер И.А. и Пановко Я.Г. "Прочность. Устойчивость. Колебания".  
Справочник в трёх томах. Том 3.- М.: Машиностроение, 1968.
3. Вершинский С.В. "Динамика вагона". 2-е изд.- М.: Транспорт, 1978.