

# РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ УЧАСТКОВ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

ШЕХОВЦОВ ВИКТОР ВИКТОРОВИЧ<sup>1</sup>, СОКОЛОВ-ДОБРЕВ НИКОЛАЙ СЕРГЕЕВИЧ<sup>2</sup>,  
ШЕВЧУК ВЛАДИМИР ПЕТРОВИЧ<sup>3</sup>, ЛЯШЕНКО МИХАИЛ ВОЛЬФРЕДОВИЧ<sup>4</sup>,  
КАЛМЫКОВ АЛЕКСЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ<sup>5</sup>

Волгоградский государственный технический университет

## Аннотация

В работе описана разработанная динамическая модель силовой передачи гусеничного трактора. Ее достоинством является встроенная пространственная модель гусеничного движителя, при анимационном моделировании движения которой обеспечивается формирование и передача комплекса вызывающих наибольшую динамическую нагруженность участков силовой цепи кинематических и динамических возмущений со стороны ходовой части трактора. Показан принцип формирования дифференциальных уравнений математической модели силовой передачи. В результате расчетных исследований модели получен комплект осциллограмм изменения крутящего момента на ведущем колесе на разных эксплуатационных режимах. Определены значения частот собственных колебаний масс силовой передачи. Выполнено исследование характера динамической нагруженности участков трансмиссии от крутильных колебаний, возникающих и распространяющихся по валопроводу при перематке звенчатой гусеницы.

**Ключевые слова:** динамическая нагруженность, силовая передача, динамическая модель, крутильные колебания, гусеничный трактор

## Введение

Известно, что гусеничный обвод является проводником и генератором большинства динамических нагрузок со значительной амплитудой, передаваемых со стороны

---

<sup>1</sup> Волгоградский государственный технический университет Кафедра «Автомобиле- и тракторостроение» Проспект Ленина, 28, 400005, Волгоград, Россия, e-mail: shehovtsov@vstu.ru, Тел.+7 8442 248116, факс: +7 8442 248116

<sup>2</sup> Волгоградский государственный технический университет Кафедра «Автомобиле- и тракторостроение» Проспект Ленина, 28, 400005, Волгоград, Россия, e-mail: ts@vstu.ru, Тел.+7 8442 248162, факс: +7 8442 248182

<sup>3</sup> Волгоградский государственный технический университет Кафедра «Автомобиле- и тракторостроение» Проспект Ленина, 28, 400005, Волгоград, Россия, e-mail: ts@vstu.ru, Тел.+7 8442 248162, факс: +7 8442 248182

<sup>4</sup> Волгоградский государственный технический университет Кафедра «Автомобиле- и тракторостроение» Проспект Ленина, 28, 400005, Волгоград, Россия, e-mail: ts@vstu.ru, Тел.+7 8442 248171, факс: +7 8442 248182

<sup>5</sup> Волгоградский государственный технический университет Кафедра «Автомобиле- и тракторостроение» Проспект Ленина, 28, 400005, Волгоград, Россия, e-mail: ts@vstu.ru, Тел.+7 8442 248162, факс: +7 8442 248182

ходовой части и подвески на силовую передачу. Многими авторами при исследовании динамической нагруженности участков трансмиссии принимается предельно упрощающее представление о реальных условиях работы допущение о том, что крутящий момент на ведущем колесе изменяется по гармоническому закону [ ]. Такое допущение объясняется сложностью математического описания в модели реального процесса эксплуатационного взаимодействия движущихся масс ведущего участка гусеницы, опорных катков, ведущего колеса и др. с учетом свойств грунта и работы подвески. В реальной машине изменение крутящего момента на ведущем колесе зависит от масс-инерционных, упругих и диссипативных параметров движителя, координат расположения взаимодействующих деталей ходовой системы и подвески в пространстве, профиля зуба ведущего колеса и конструкции траков, силы натяжения гусеницы, скорости движения машинно-тракторного агрегата, физико-механических свойств грунта и ряда других кинематических и динамических факторов. Поэтому наиболее достоверной является модель силовой передачи, позволяющая учитывать влияние на нагруженность участков силовой цепи комплексного воздействия этих факторов.

## 1. Модель силовой передачи и гусеничного движителя

Известно [1, 3, 4, 6 и др.], что в эксплуатации на силовую передачу со стороны ведущих колес действует комплекс динамических нагрузок, вызываемых неравномерностью действия сил сопротивления перекатыванию и тягового сопротивления при работе с орудием, вертикальными и угловыми колебаниями остова на подвеске и переацеплением зубьев ведущего колеса со звенчатой гусеничной цепью. При этом частоты возмущений могут совпадать с собственными частотами силовой передачи, что приводит к резонансу и резкому увеличению динамической нагруженности элементов силовой цепи.

Для описания движения масс модели на основе уравнений Лагранжа 2-го рода разработана математическая модель. Ниже приведен пример описания движения масс 6-го колебательного контура (рис. 1), то есть масс дифференциального механизма поворота, при помощи следующей системы дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{60}\ddot{\varphi}_{60} + k_{60}\dot{\varphi}_{60} + C_{\sum(60-64-66)}\left(\varphi_{60} - \frac{i_{p.r.}}{1-i_{p.r.}}\varphi_{66} - \frac{1}{i_{p.r.}}\varphi_{64}\right) - C_{59-60}(\varphi_{60} - \varphi_{59}) = 0; \\ J_{62}\ddot{\varphi}_{62} + k_{62}\dot{\varphi}_{62} + C_{62-66}(\varphi_{66} - \varphi_{62}) + C_{62-64}(\varphi_{64} - \varphi_{62}) - C_{60-62}(\varphi_{62} - \varphi_{60}) = 0; \\ J_{64}\ddot{\varphi}_{64} + k_{64}\dot{\varphi}_{64} + C_{64-91}(\varphi_{91} - \varphi_{64}) - C_{\sum(60-64-66)}\left(\varphi_{60} - \frac{i_{p.r.}}{1-i_{p.r.}}\varphi_{66} - \frac{1}{i_{p.r.}}\varphi_{64}\right) = 0; \\ J_{66}\ddot{\varphi}_{66} + k_{66}\dot{\varphi}_{66} + C_{66-68}(\varphi_{68} - \varphi_{66}) - C_{\sum(60-64-66)}\left(\varphi_{60} - \frac{i_{p.r.}}{1-i_{p.r.}}\varphi_{66} - \frac{1}{i_{p.r.}}\varphi_{64}\right) = 0; \\ J_{68}\ddot{\varphi}_{68} + k_{68}\dot{\varphi}_{68} + C_{68-70}(\varphi_{70} - \varphi_{68}) - C_{66-68}(\varphi_{68} - \varphi_{66}) = 0; \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $J_i$  – моменты инерции сосредоточенных масс,  $C_{ij}$  – крутильная жесткость упругих связей,  $k_i$  – коэффициенты демпфирования колебаний масс,  $\ddot{\varphi}, \dot{\varphi}, \varphi$  – соответственно ускорения, скорости и перемещения масс в колебательном движении.

Модель позволяет учитывать влияние на нагруженность силовой передачи продольно-угловых колебаний корпуса трансмиссии относительно рамы, а также продольно-угловых колебаний остова на подвеске. Для этого в модель введено два дополнительных звена с реактивными связями.

В колебательном контуре 9, включающем элементы планетарного механизма бортового редуктора, инерционной массой 87 представлен корпус трансмиссии. Это позволяет отобразить в модели связанность продольно-угловых колебаний корпуса на раме с крутильными колебаниями элементов трансмиссии. Бортовой редуктор машины выполнен в виде планетарной передачи с заторможенной коронной шестерней, податливость реактивной связи которой определена как крутильная податливость крепления барабана бортовой передачи к корпусу трансмиссии.

Для анализа влияния на нагруженность силовой передачи комплекса кинематических и динамических нагружающих факторов, под действием которых формируется крутящий момент на ведущих колесах, создана твердотельная модель гусеничного движителя трактора «Четра 6С-315» в двух базовых комплектациях: 6-катковая индивидуальная (рис. 2) и 6-катковая балансирная (рис. 3). Разработка модели произведена на базе современной CAD/CAM системы «Универсальный механизм 6.0», разработанной в Брянском государственном техническом университете [20]. В той же программной среде созданы модели тракторов с описанными движителями (рис. 4, 5) и выполнен комплекс расчетных исследований динамической нагруженности силовой передачи. На первом этапе моделировалось прямолинейное движение трактора с постоянной скоростью. Для описания свойств грунта использовалась модель Беккера с учетом просадки [19].

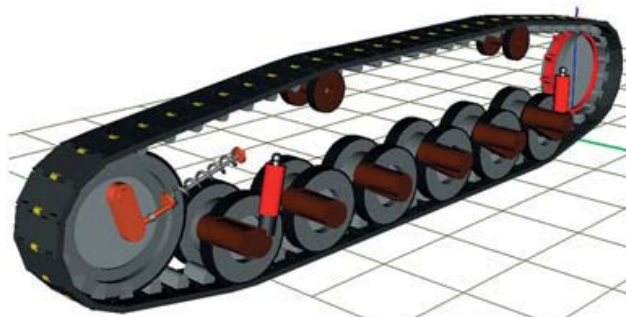


Рис. 2. Модель гусеничного движителя с торсионной подвеской

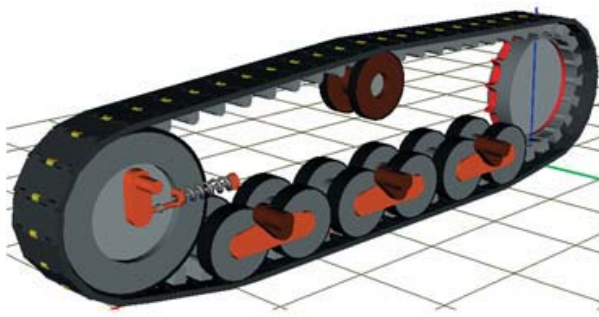


Рис. 3. Модель гусеничного движителя с балансирной подвеской

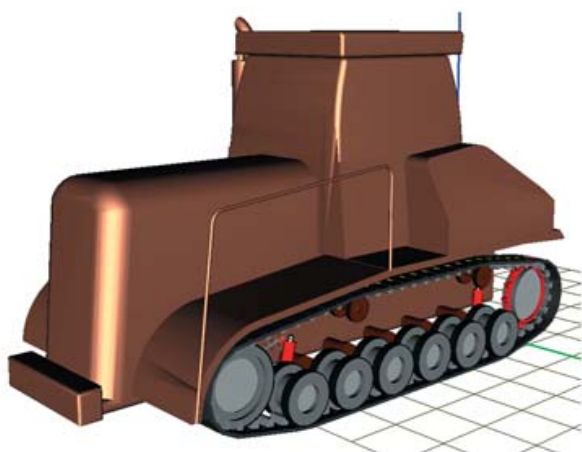


Рис. 4. Модель трактора с торсионной подвеской

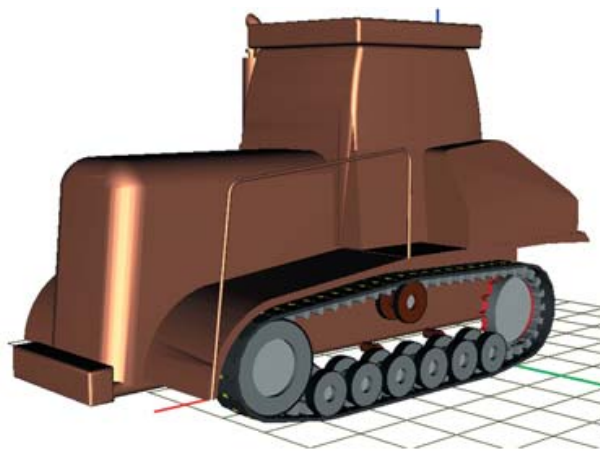


Рис. 5. Модель трактора с балансирной подвеской

## 2. Результаты исследований

### 2.1. Анализ характера изменения момента на ведущем колесе

В результате моделирования получены зависимости изменения крутящего момента на ведущем колесе от угла поворота на основных эксплуатационных скоростях движения (от 1,0 до 9,5 м/с). Некоторые из осциллограмм для примера приведены на рис. 6.

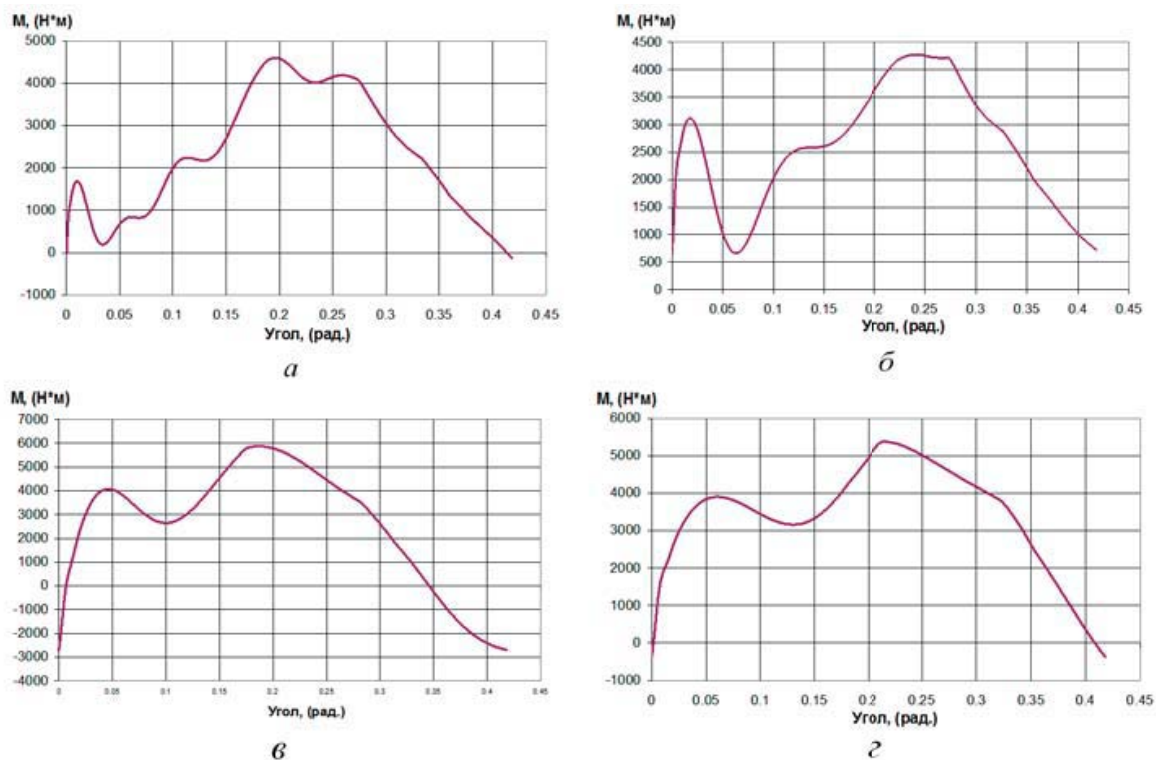
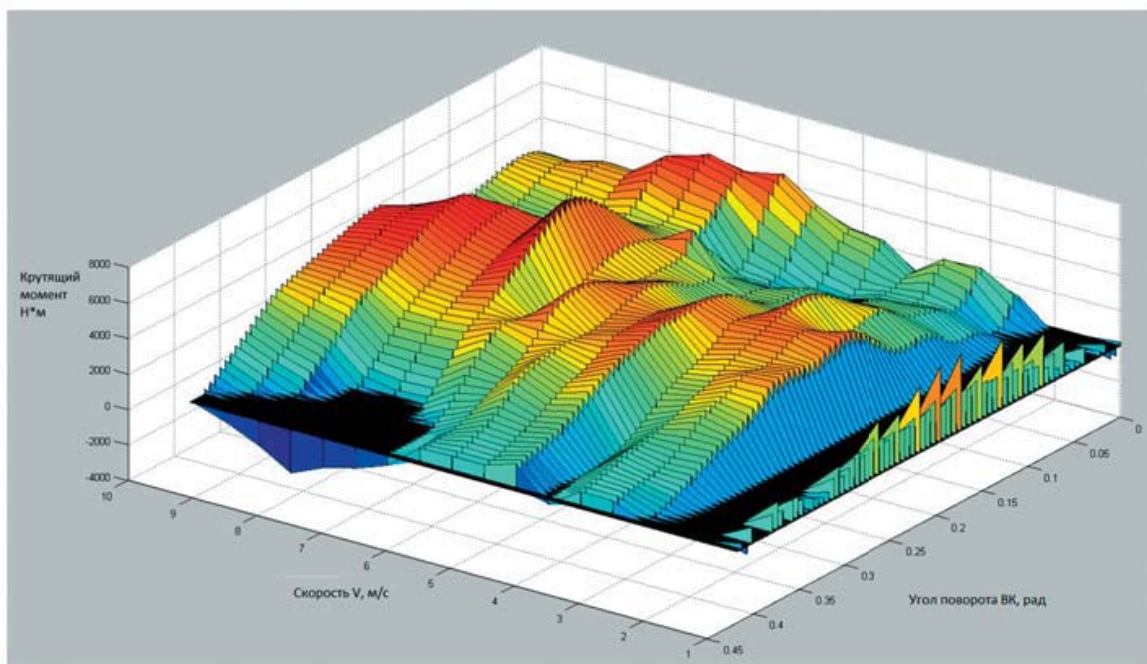


Рис. 6. Характер изменения крутящего момента на ведущем колесе при скоростях движения: а – 2,5 м/с; б – 5 м/с; в – 8 м/с; г – 9,5 м/с

Более полно характер изменения крутящего момента в диапазоне скоростей от 1,0 до 9,5 м/с представлен на 3-мерной диаграмме (рис. 7), где по оси  $x$  отложена скорость движения трактора  $V$  (м/с), по оси  $y$  – угол поворота ведущего колеса (на один зуб), по оси  $z$  – изменение крутящего момента на ведущем колесе (Н·м).

Полученная в результате расчета база данных по изменению крутящего момента использована для задания возмущающих воздействий при исследовании динамической нагруженности трансмиссии, для чего выполнено разложение полученных зависимостей в ряд Фурье с помощью стандартных библиотек пакета *Matlab* [21].



**Рис. 7. Изменение крутящего момента на ведущем колесе на разных скоростях движения трактора**

Результаты проведенного гармонического анализа сведены в таблицу 1. Для каждой скорости трактора получена величина момента на ведущем колесе до 6-й гармоники включительно. В табл. 1 указаны частота каждой полученной гармоники и процентное отношение величины момента на этой частоте к моменту при частоте первой гармоники.

**Таблица 1**

| Скорость,<br>м/с<br>км/ч   | Частота, Гц<br>Амплитуда, Н·м | Номер гармоники |        |       |       |        |       |
|----------------------------|-------------------------------|-----------------|--------|-------|-------|--------|-------|
|                            |                               | ( $Fnd$ )1      | $h2$   | $h3$  | $h4$  | $h5$   | $h6$  |
|                            |                               | Частота, Гц     |        |       |       |        |       |
| Относительная амплитуда, % |                               |                 |        |       |       |        |       |
| 1.0                        | 6.53                          | 6.53            | 13.06  | 19.59 | 26.12 | 32.65  | 39.18 |
| 3.6                        | 1211.62                       | 100%            | 10.19% | 9.4%  | 6.5%  | 4.68%  | 3.41% |
| 1.5                        | 9.79                          | 9.79            | 19.59  | 29.38 | 39.18 | 48.975 | 58.77 |
| 5.4                        | 1511.38                       | 100%            | 4.59%  | 8.92% | 3.81% | 3.06%  | 2.3%  |
| 2.0                        | 13.06                         | 13.06           | 26.12  | 39.18 | 52.24 | 65.3   | 78.36 |
| 7.2                        | 2589.86                       | 100%            | 17.04% | 8.92% | 3.86% | 1.14%  | 5.67% |

Таблица 1

|                    |                                |                      |                         |                          |                         |                         |                         |
|--------------------|--------------------------------|----------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| <u>2.5</u><br>9.0  | <u>16.33</u><br>1945.5         | <u>16.33</u><br>100% | <u>32.65</u><br>7.67%   | <u>48.97</u><br>4.78%    | <u>65.3</u><br>4.19%    | <u>81.625</u><br>10.94% | <u>97.95</u><br>2.02%   |
| <u>3.0</u><br>10.8 | <u>19.59</u><br>1502.74        | <u>19.59</u><br>100% | <u>39.18</u><br>16.95%  | <u>58.77</u><br>8.36%    | <u>78.36</u><br>16.9%   | <u>97.95</u><br>9.11%   | <u>117.54</u><br>5.25%  |
| <u>3.5</u><br>12.6 | <u>22.86</u><br>1628.97        | <u>22.85</u><br>100% | <u>45.71</u><br>19.76%  | <u>68.56</u><br>13.87%   | <u>91.42</u><br>7.71%   | <u>114.27</u><br>9.39%  | <u>137.13</u><br>11.11% |
| <u>4.0</u><br>14.4 | <u>26.12</u><br>1791           | <u>26.12</u><br>100% | <u>52.24</u><br>24.29%  | <u>78.36</u><br>8.5%     | <u>104.48</u><br>5.03%  | <u>130.6</u><br>12.62%  | <u>156.72</u><br>7.5%   |
| <u>4.5</u><br>16.2 | <u>29.39</u><br>1785.03        | <u>29.39</u><br>100% | <u>58.77</u><br>12.53%  | <u>88.15</u><br>8.22%    | <u>117.54</u><br>11.96% | <u>146.92</u><br>11.36% | <u>176.31</u><br>6.49%  |
| <u>5.0</u><br>18   | <u>32.65</u><br>1276.35        | <u>32.65</u><br>100% | <u>65.3</u><br>21.8%    | <u>97.95</u><br>10.47%   | <u>130.6</u><br>13.84%  | <u>163.25</u><br>8.12%  | <u>195.9</u><br>3.06%   |
| <u>5.5</u><br>19.8 | <u>35.92</u><br>1181.27        | <u>36.5</u><br>100%  | <u>71.83</u><br>17.59%  | <u>107.745</u><br>36.82% | <u>143.66</u><br>23.31% | <u>179.57</u><br>13.43% | <u>215.49</u><br>6.67%  |
| <u>6.0</u><br>21.6 | <u>39.18</u><br>1328.11        | <u>39.18</u><br>100% | <u>78.36</u><br>54.19%  | <u>117.54</u><br>26.79%  | <u>156.72</u><br>25.19% | <u>195.9</u><br>10.63%  | <u>235.08</u><br>8.68%  |
| <u>6.5</u><br>23.4 | <u>42.45</u><br>1597.40        | <u>42.45</u><br>100% | <u>84.89</u><br>54.75%  | <u>127.33</u><br>56.01%  | <u>169.78</u><br>18.30% | <u>212.22</u><br>12.66% | <u>254.67</u><br>4.95%  |
| <u>7.0</u><br>25.2 | <u>45.71</u><br>3290.08        | <u>45.71</u><br>100% | <u>91.42</u><br>29.25%  | <u>137.13</u><br>30.81%  | <u>182.84</u><br>14.18% | <u>228.55</u><br>9.87%  | <u>274.26</u><br>6.81%  |
| <u>7.5</u><br>27   | <u>48.98</u><br><u>2589.83</u> | <u>48.98</u><br>100% | <u>97.95</u><br>49.18%  | <u>146.92</u><br>37.44%  | <u>195.9</u><br>17.49%  | <u>244.87</u><br>9.91%  | <u>293.85</u><br>5.70%  |
| <u>8.0</u><br>28.8 | <u>52.24</u><br>3002.39        | <u>52.24</u><br>100% | <u>104.48</u><br>32.14% | <u>156.72</u><br>27.46%  | <u>208.96</u><br>10.22% | <u>261.2</u><br>4.16%   | <u>313.44</u><br>1.89%  |
| <u>8.5</u><br>30.6 | <u>55.51</u><br>2454.32        | <u>55.51</u><br>100% | <u>111.01</u><br>28.61% | <u>166.51</u><br>22.25%  | <u>222.02</u><br>4.13%  | <u>277.52</u><br>2.06%  | <u>333.03</u><br>1.47%  |
| <u>9.0</u><br>32.4 | <u>58.77</u><br>1824.78        | <u>58.77</u><br>100% | <u>117.54</u><br>35.02% | <u>176.31</u><br>16.19%  | <u>235.08</u><br>3.16%  | <u>293.85</u><br>1.57%  | <u>352.62</u><br>2.02%  |
| <u>9.5</u><br>34.2 | <u>62.04</u><br>1423.29        | <u>62.04</u><br>100% | <u>124.07</u><br>41.62% | <u>186.10</u><br>17.56%  | <u>248.14</u><br>3.6%   | <u>310.17</u><br>2.5%   | <u>372.21</u><br>1.81%  |

## 2.2. Получение спектра собственных частот силовой передачи

Для получения спектра собственных частот записаны осциллограммы упругих моментов на участках при свободных колебаниях системы после кратковременного импульсного воздействия. При этом принималось допущение об отсутствии трения в системе. Каждая из полученных осциллограмм подвергнута Фурье-анализу с помощью стандартных библиотек *Matlab* [21]. Примеры полученных осциллограмм на разных участках приведены на рис. 8.

По пиковым значениям мощности спектральной плотности (рис. 9) определены собственные частоты в диапазоне 0 – 300 Гц.

Полученные значения собственных частот системы приведены в табл. 2.

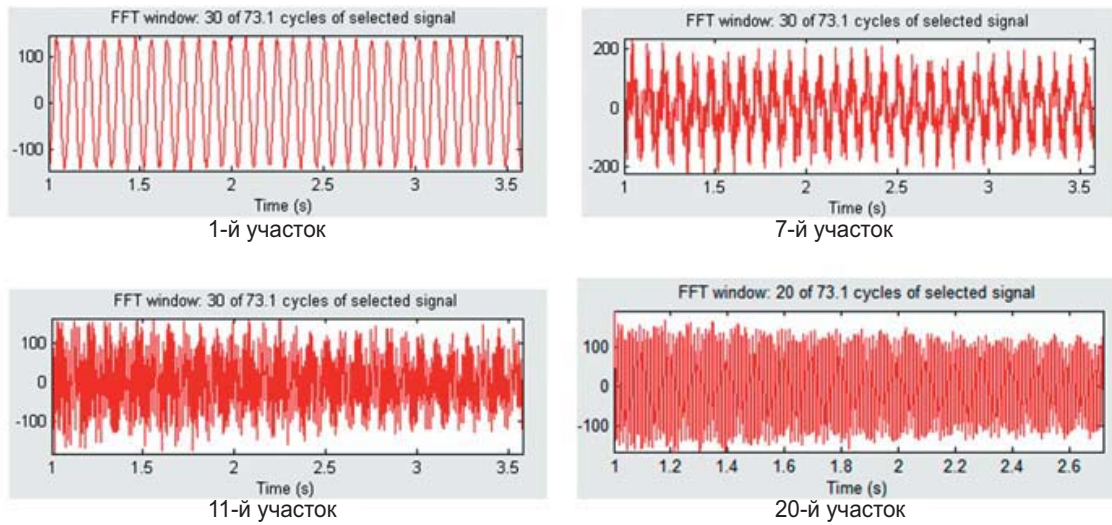


Рис. 8. Осциллограммы упругих моментов на участках

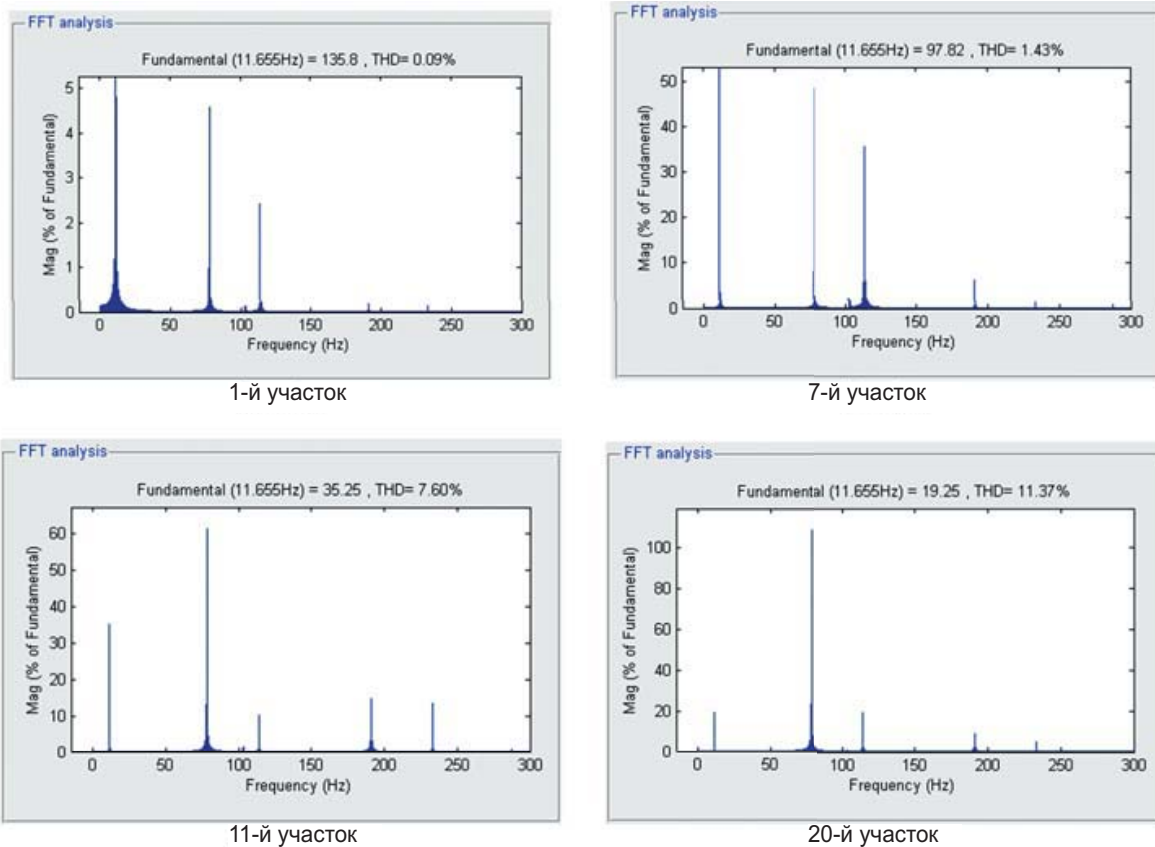


Рис. 9. Спектральная плотность мощности моментов на участках

Таблица 2

| Номер       | 1     | 2     | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      |
|-------------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Частота, Гц | 11,65 | 78,33 | 103,17 | 114,25 | 149,61 | 191,06 | 233,29 | 287,36 |

### 2.3. Определение коэффициентов динамичности нагрузок на участках

Общий нагрузочный режим трансмиссии тягово-транспортного средства можно представить в виде суммы квазистатической и динамической составляющих крутящего момента [1]. Статическую составляющую несложно рассчитать, зная скоростную характеристику двигателя и условия взаимодействия движителя и рабочих органов с грунтом.

Динамическая составляющая определяется с помощью коэффициента динамичности  $k_{дв}$ , который находится из соотношения:

$$k_{дв} = 1 + \frac{P_A}{P}, \quad (2)$$

где  $P$  – окружное усилие, соответствующее расчетному моменту,  $P_A$  – средняя динамическая нагрузка [2]. Окружное усилие определяется из выражения:

$$P = \frac{2M}{mz}; \quad (3)$$

где  $M$  – расчетный момент,  $m$  – средний модуль,  $z$  – число зубьев колеса,

$$P_A = \sqrt{P_a(2 \cdot D - P_a)}; \quad (4)$$

$$P_a = \frac{P_1 \cdot P_2}{P_1 + P_2}, \quad (5)$$

где  $P_1$  – сила, возникающая в зацеплении при отсутствии упругой деформации зубьев, валов и др. элементов;  $P_2$  – сила, возникающая в зацеплении при равномерном вращении зубчатых колес и прогибе зубьев на величину ошибок шагов.

Динамический фактор  $D$  определяется из выражения:

$$D = \Delta \cdot b_c \cdot C \cdot \cos^2 \beta, \quad (6)$$

где  $\Delta$  – расчетная производственная погрешность зубчатого колеса;  $C$  – удельная жесткость зубьев;  $b_c$  – средняя ширина зубчатых венцов;  $\beta$  – угол зацепления.

Использованный для выполнения исследований программный комплекс позволяет получать осциллограммы крутящих моментов каждого участка силовой цепи и выделять в них максимальную и минимальную динамические составляющие, а также среднее значение статической составляющей.



## 2.4. Анализ нагруженности участков от ударного взаимодействия ведущих колес с траками гусеницы

Для выполнения анализа приняты следующие допущения:

1. Частота вращения двигателя не меняется при изменении внешних нагрузок.
2. Крюковая нагрузка постоянна по величине и в процессе моделирования не изменяется.
3. Трактор движется равномерно, прямолинейно, по ровной поверхности, продольно-угловые, вертикальные и др. колебания остова отсутствуют.
4. Момент сопротивления на ведущих колесах предварительно определен и выбирается из базы данных в зависимости от скорости движения.
5. Частота изменения момента сопротивления пропорциональна заданной скорости.

Исследования выполнены для всего диапазона расчетных крюковых нагрузок (0 – 80 кН) с шагом 4 кН и всего диапазона расчетных скоростей (1 – 9,5 м/с) с шагом 0,5 м/с. В результате получен комплект осциллограмм упругих моментов на участках трансмиссии, передающих крутящий момент. Наиболее характерные примеры приведены на рис. 10 – 11. При их анализе выявлены средний статический и максимальный динамический момент на каждом из участков. В итоге для всех расчетных режимов работы определены коэффициенты динамичности и средние моменты на участках. Для примера значения коэффициента динамичности и среднего момента по участкам на отдельных режимах показаны на рис. 12 и 13.

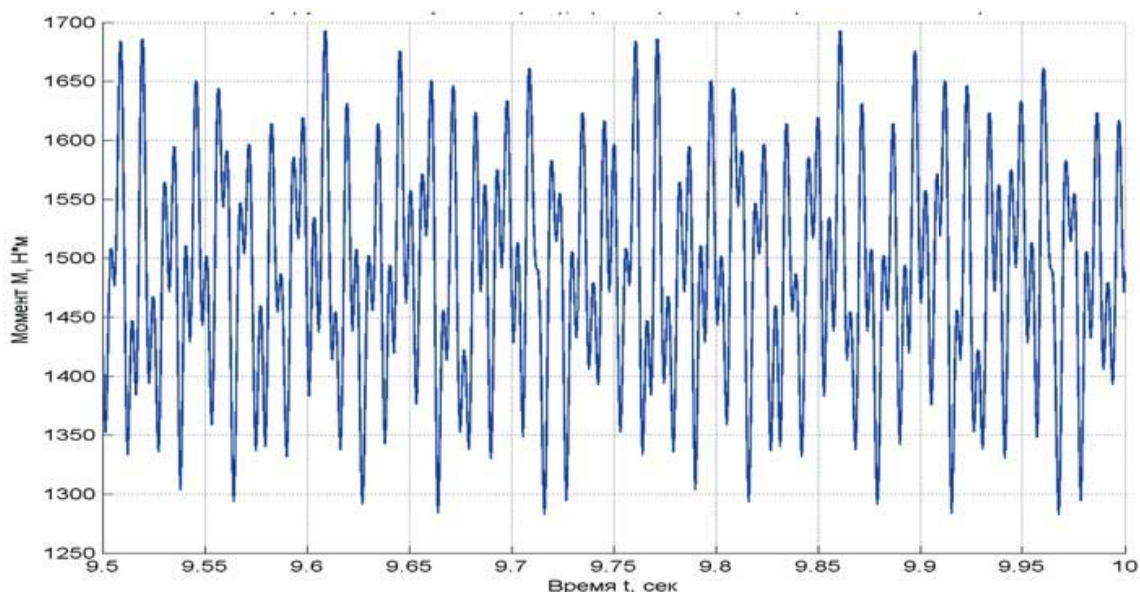


Рис. 10. Осциллограмма момента на участке 3-4 при скорости движения  $V = 3$  м/с с крюковой нагрузкой  $F_{кр} = 70,12$  кН

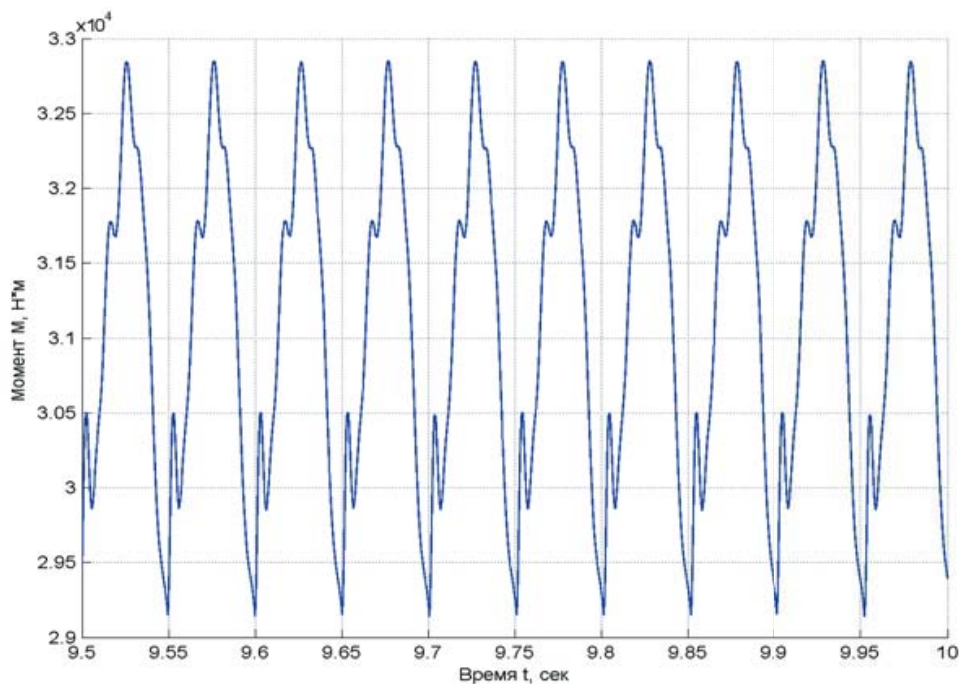


Рис. 11. Оциллограмма момента на участке 59-65 при скорости движения  $V = 3$  м/с с крюковой нагрузкой  $F_{кр} = 70,12$  кН

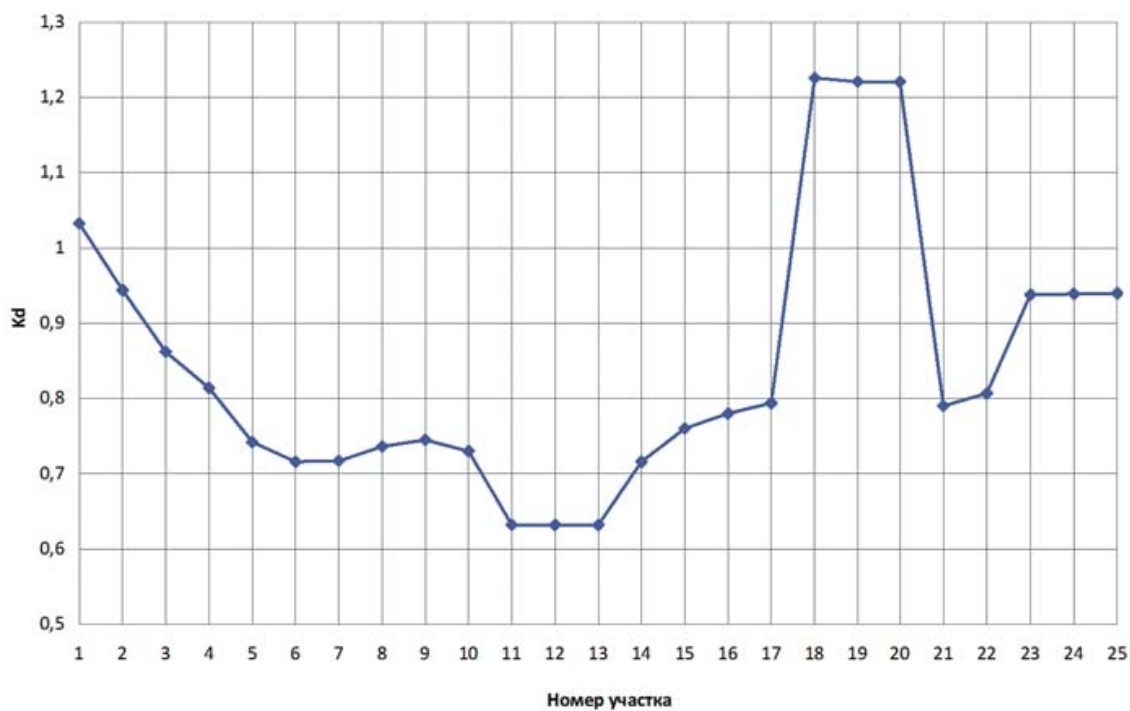


Рис. 12. Значения коэффициентов динамичности на участках при скорости движения  $V = 3$  м/с с крюковой нагрузкой  $F_{кр} = 70,12$  кН

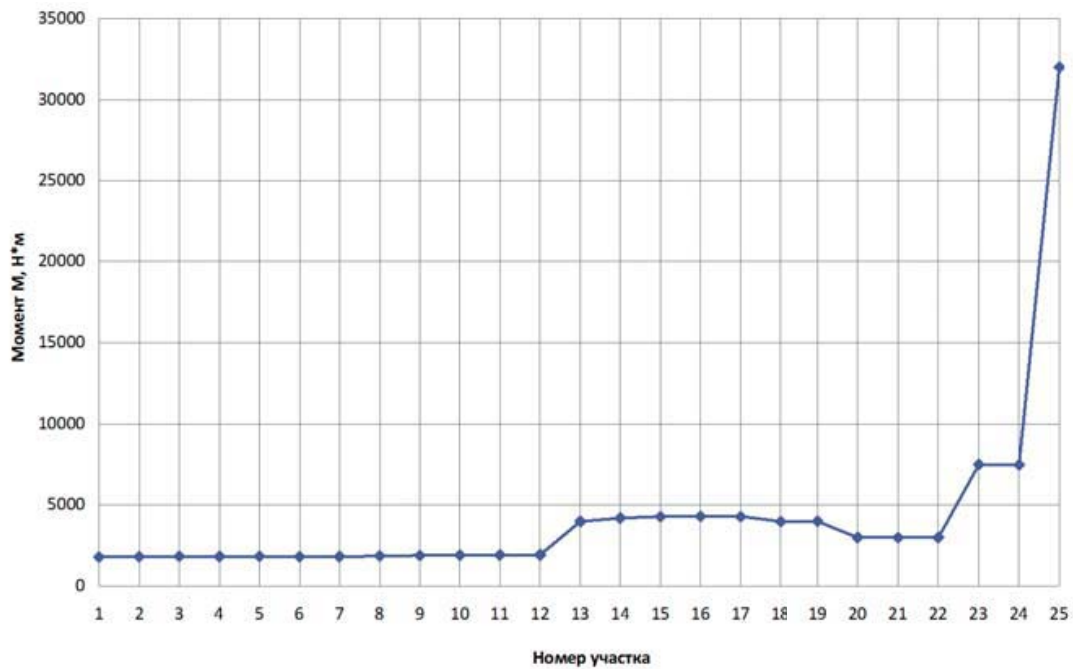


Рис. 13. Значения среднего момента сил упругости на участках при скорости движения  $V = 3$  м/с с крюковой нагрузкой  $F_{кр} = 70,12$  кН

Полученные данные позволили получить комплект трехмерных диаграмм, содержащих полную информацию о динамической и средней статической нагруженности участков трансмиссии на расчетных режимах работы. Отдельные трехмерные диаграммы для примера приведены на рис.14 – 15.

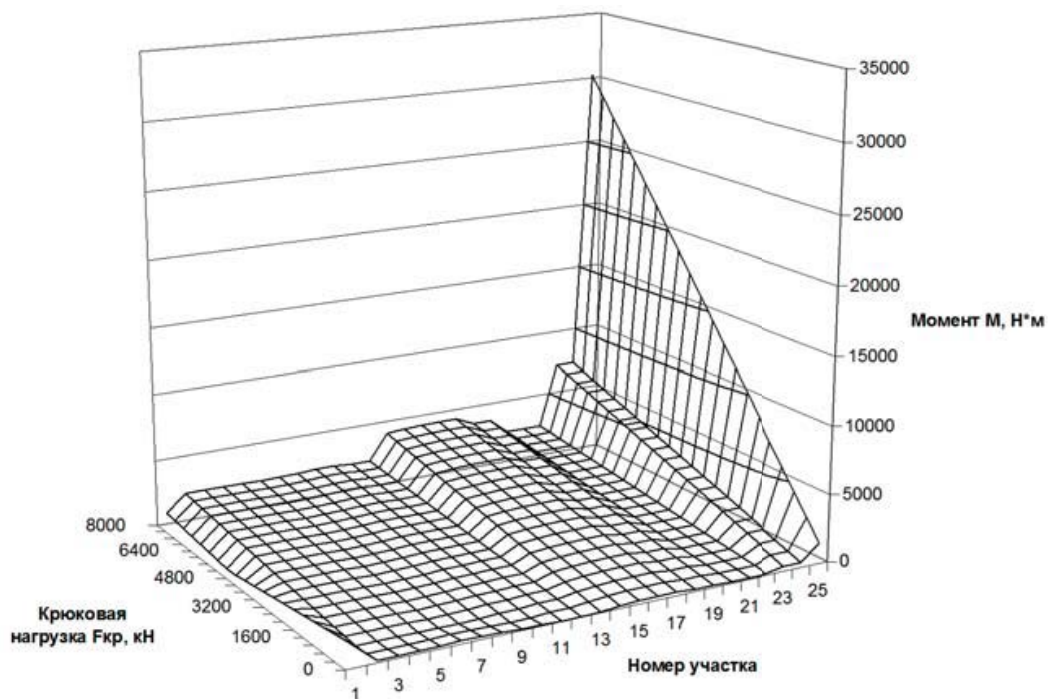
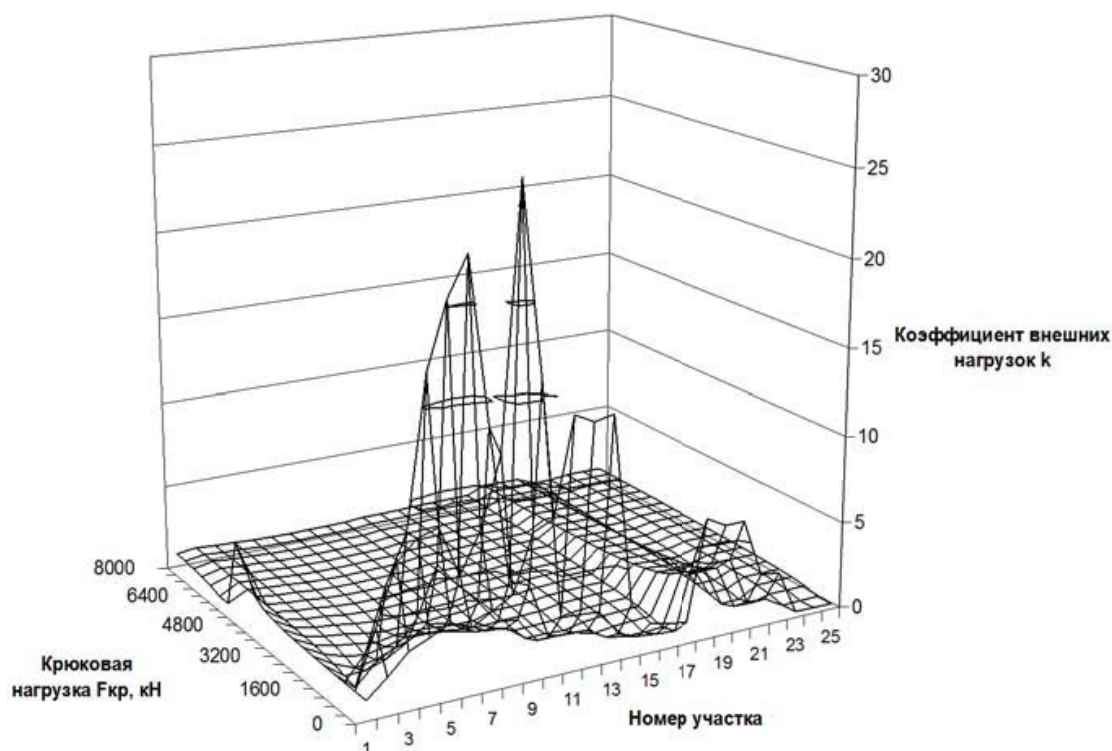


Рис. 14. Значения среднего момента сил упругости на участках при скорости движения трактора  $V = 1$  м/с



**Рис. 15. Значения коэффициентов динамичности на участках при скорости движения трактора  $V = 1$  м/с**

На трехмерных диаграммах отчетливо проявляются локальные максимумы значений коэффициентов динамичности на отдельных режимах нагружения. Самые высокие значения коэффициентов имеют место на режимах с минимальной крюковой нагрузкой. Это объясняется тем, что на данных участках вследствие крутильных колебаний максимальные значения упругих моментов во много раз превышают передаваемый момент, величина которого мала при малой крюковой нагрузке.

На диаграммах локальные максимумы коэффициентов динамичности имеют место также на режимах со значительной крюковой нагрузкой. Рост моментов на этих участках происходит из-за сближения значения собственной частоты системы (табл. 2) со значением частоты одной из гармонических составляющих возбуждающих воздействий (табл. 1). При этом максимальные амплитуды колебаний имеют массы, парциальные частоты которых наиболее близки к частотам возбуждающих воздействий. Динамическая нагруженность таких участков высокая. В материале деталей этих участков наиболее часто накапливаются усталостные повреждения, приводящие к отказам или выходу из строя.

Анализ диаграмм, построенных для основных эксплуатационных скоростей в диапазоне 1,0 – 5,5 м/с показал, что максимальные пиковые значения коэффициентов динамичности имеют место на участках между 10 и 59 массами в составе коробки передач и главной передачи. Максимальная динамическая нагруженность данных участков имеет место при крюковой нагрузке в диапазоне от 0 до 40 кН.

## Основные результаты

1. Создана динамическая модель силовой передачи гусеничного трактора ЧЕТРА 6С-315, позволяющая исследовать динамическую нагруженность участков на разных эксплуатационных режимах. Модель выгодно отличается от предшественников тем, что в нее включена пространственная модель гусеничного движителя, при анимационном моделировании движения которой обеспечивается формирование и передача комплекса вызывающих наибольшую динамическую нагруженность участков силовой цепи кинематических и динамических возмущений со стороны ходовой части трактора.
2. Выполнен комплекс расчетных исследований модели. Получен комплект осциллограмм изменения крутящего момента на ведущем колесе на разных эксплуатационных режимах. Определены значения частот собственных колебаний масс силовой передачи. Выполнено исследование характера динамической нагруженности участков трансмиссии от крутильных колебаний, возникающих и распространяющихся по валопроводу при перемотке звенчатой гусеницы.
3. Результаты исследований позволяют осуществлять оценку условий работы деталей и узлов трансмиссии проектируемого трактора при воздействии комплекса основных внешних и внутренних нагрузок. Они позволяют внести корректировки в конструкцию, уточнить проектные расчеты деталей и узлов, а также сформировать рекомендации по конструктивным мероприятиям с целью уменьшения динамической нагруженности трансмиссии в целом.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Шеховцов, В.В., *Влияние демпфирования на нагруженность участков силовой передачи трактора Т-5 "Дончак" на резонансных режимах* / В.В. Шеховцов // Техника машиностроения. – 2002. – № 4. – С. 107–113.
- [2] Шеховцов, В.В., *Влияние динамической связанности и параметров звеньев трансмиссии на передачу энергии крутильных колебаний* / В.В. Шеховцов // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – № 9. – С. 9–18.
- [3] Шеховцов, В.В., *Влияние крутильной жесткости валопровода трансмиссии на динамическую связанность колебаний ее звеньев* / В.В. Шеховцов // Техника машиностроения. – 2002. – № 6. – С. 32–36.
- [4] Шеховцов, В.В., *Исследование резонансных режимов силовой передачи трактора ВТ-100* / В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук, С.В. Зленко, И.А. Долгов, В.В. Косенко, А.О. Куликов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 7. – С. 11–13.
- [5] Шеховцов, В.В., *Распространение крутильных колебаний в валопроводе силовой передачи трактора ВТ-100* / В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук, С.В. Зленко, И.А. Долгов, В.В. Косенко, А.О. Куликов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 8. – С. 10–12.
- [6] Шеховцов, В.В., *Влияние демпфирования на нагруженность участков силовой передачи трактора Т-5 "Дончак" на резонансных режимах* / В.В. Шеховцов // Справочник. Инженерный журнал. – 2003. – № 7. – С. 26–31.

- [7] Шеховцов, В.В., *Снижение нагруженности трансмиссии трактора ВТ-100 от воздействия гусеничного двигателя* / В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук, С.В. Зленко, И.А. Долгов, В.В. Косенко, А.О. Куликов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004. – № 2. – С. 27–29.
- [8] Шеховцов, В.В., *Оптимизация динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора* / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко // Техника машиностроения. – 2005. – № 1. – С. 65–73.
- [9] Годжаев, З.А., *Динамическая модель силовой передачи гусеничного трактора с реактивными звеньями* / З.А. Годжаев, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 11. – С. 23–28.
- [10] Годжаев, З.А., *Влияние жёсткости связи корпусных деталей трансмиссии с рамой на нагруженность силовой передачи* / З.А. Годжаев, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 10. – С. 31–35.
- [11] Шеховцов, В.В., *Оптимизация динамической нагруженности силовой передачи трактора ВТ-100* / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 7. – С. 28–33.
- [12] Годжаев, З.А., *Влияние колебаний корпусных деталей на нагруженность участков силовой цепи* / З.А. Годжаев, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко // Техника машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 23–35.
- [13] Годжаев, З.А., *Влияние колебаний корпусных деталей на опорах на нагруженность участков силовой передачи трактора* / З.А. Годжаев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Н.С. Соколов-Добрев, Вл.П. Шевчук // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 1. – С. 19–27.
- [14] Соколов-Добрев, Н.С., *Динамическая модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 6* / Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, И. А. Иванов, М. В. Ляшенко // Изв. ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 92–96.
- [15] Бабушкин, Е.А., *Несущая система трактора в виде каркаса с продольными, поперечными и диагональными связями* / Е. А. Бабушкин, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук, О. А. Куликов, В. В. Шеховцов // Изв. ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 18–20.
- [16] Кривошеев, Н. В., *Подбор оптимальной моторно-трансмиссионной установки для трактора, работающего в составе машинно-тракторного агрегата промышленного назначения* / Н. В. Кривошеев, Вл. П. Шевчук, В. В. Шеховцов // Изв. ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 54–57.
- [17] Свитачев А.И., Золотухин В.А., *Оценка демпфирующих параметров силовой передачи трактора* // Известия вузов. Машиностроение, 1987. – № 3. – С. 90–94.
- [18] Шнайдман, М.А., *Динамика силовых факторов и показателей скоростного режима сельскохозяйственных агрегатов в условиях эксплуатации и методика их исследования (на примере агрегатов с гусеничным трактором ДТ-75М)*: Дис. ... канд. техн. наук. – Волгоград, 1978.
- [19] Бабков В.Ф., Безрук В.М., *Основы грунтоведения и механики грунтов*. – М.: Высшая школа, 1976. – 328 с.
- [20] <http://www.umlab.ru/>
- [21] Лазарев Ю., *Моделирование процессов и систем в Matlab. Учебный курс*.– СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2005.– 512 с.: ил.

# WPLYW WSTEPNEGO NAPIĘCIA PASÓW BEZPIECZEŃSTWA NA OBCIĄŻENIA PASAŻERÓW NA TYLNYCH SIEDZENIACH PODCZAS ZDERZENIA CZOŁOWEGO

ANDRZEJ ŻUCHOWSKI<sup>1</sup>, JERZY WICHER<sup>2</sup>

Wojskowa Akademia Techniczna, Przemysłowy Instytut Motoryzacji

## Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań i analizę obciążeń dynamicznych, jakie działają na osoby na tylnych siedzeniach w samochodzie osobowym, podczas zderzenia czołowego. Analiza została przeprowadzona na podstawie rezultatów badań eksperymentalnych, przeprowadzonych na stanowisku zderzeniowym w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji. Uwagę skupiono na wpływie wstępnego napięcia pasów na stan obciążenia manekina reprezentującego 50-centylowego mężczyznę (M50) oraz manekina dziecka w wieku około 10 lat. Manekin dziecka siedział w foteliku samochodowym (podstawka z oparciem), przystosowanym dla dzieci o masie 15÷36 kg. Manekiny przypięte były za pomocą standardowych pasów bezpieczeństwa. Rozważono przyspieszenie działające na głowę i klatkę piersiową obu manekinów oraz siły i momenty działające na szyję, ugięcie klatki piersiowej oraz siły osiowe w udach manekina M50. W analizie zostały wykorzystane wyniki trzech prób zderzeniowych, w których pasy bezpieczeństwa były wstępnie napięte siłami o różnych wartościach. Do oceny ryzyka obrażeń wykorzystano wskaźniki biomechanicznej odporności ciała człowieka na skutki obciążeń udarowych. Podczas analizy wykorzystano także wnioski z analizy poklatkowej filmów nagranych za pomocą kamer do zdjęć szybkich. Potwierdzono korzyści wynikające ze wstępnego napięcia pasów bezpieczeństwa przez użytkownika, a zwłaszcza przez napinacze. Oceniono, że po zastosowaniu napinacza ryzyko ciężkich obrażeń dorosłego pasażera (AIS4+) jest około dwa razy mniejsze (18 %) niż w samochodzie bez napinaczy. W przypadku dziecka jest to 9 %, czyli trzykrotnie mniej niż z pasami bez napinaczy.

**Słowa kluczowe:** bezpieczeństwo pojazdów, pasy bezpieczeństwa, pasażerowie na tylnych siedzeniach

## 1. Wprowadzenie

O celowości stosowania pasów bezpieczeństwa w samochodach prawdopodobnie nikogo nie trzeba przekonywać. Wszyscy wiemy, że zapięcie pasów bezpieczeństwa znacząco redukuje prawdopodobieństwo powstania obrażeń kierowców i pasażerów samochodów

<sup>1</sup> Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, ul. Gen.S.Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, Polska, e-mail: azuchowski@wat.edu.pl, tel. 22 683 74 54

<sup>2</sup> Przemysłowy Instytut Motoryzacji, ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, Polska, e-mail: j.wicher@pimot.org.pl, tel. 22 777 71 65

podczas wypadku drogowego. Autorzy publikacji [4] doszli do wniosku, że zwiększenie liczby użytkowników pasów bezpieczeństwa o 10 % obniża liczbę ofiar wypadków wśród kierowców i pasażerów o 1,35 %. Na podstawie różnych statystyk opublikowanych w ciągu wielu lat można stwierdzić, że pasy bezpieczeństwa uchroniły od śmierci około 50 % użytkowników samochodów biorących udział w wypadkach. Dokładniejsze dane przedstawione są w tabeli 1.

**Tabela 1. Wpływ pasów bezpieczeństwa na prawdopodobieństwo zredukowania obrażeń w różnych typach kolizji [12]**

| Dotkliwość obrażeń  | Procentowa redukcja liczby obrażeń |                       |
|---|------------------------------------|-----------------------|
|   | Oszacowanie                        | 95% przedział ufności |
| <b>Kierowcy samochodów osobowych i dostawczych</b>                      |                                    |                       |
| Obrażenia śmiertelne  | -50                                | (-55...-45)           |
| Obrażenia ciężkie   | -45                                | (-50...-40)           |
| Obrażenia lekkie  | -25                                | (-30...-20)           |
| Wszystkie obrażenia   | -28                                | (-33...-23)           |
| <b>Pasażerowie przednich siedzeń samochodów osobowych i dostawczych</b> |                                    |                       |
| Obrażenia śmiertelne  | -45                                | (-55...-25)           |
| Obrażenia ciężkie   | -45                                | (-60...-30)           |
| Obrażenia lekkie  | -20                                | (-25...-15)           |
| Wszystkie obrażenia   | -23                                | (-29...-17)           |
| <b>Pasażerowie tylnych siedzeń samochodów osobowych</b>                 |                                    |                       |
| Obrażenia śmiertelne  | -25                                | (-35...-15)           |
| Obrażenia ciężkie   | -25                                | (-40...-10)           |
| Obrażenia lekkie  | -20                                | (-35...-5)            |
| Wszystkie obrażenia   | -21                                | (-36...-6)            |

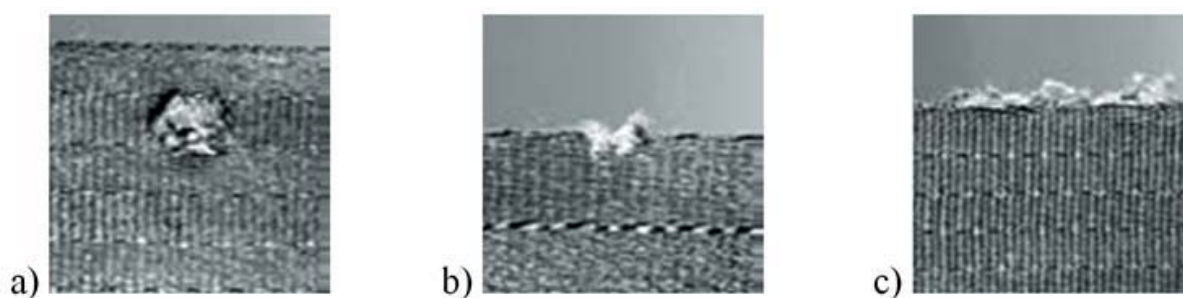
Jednak pojawiają się głosy, że trzeba nie tylko propagować korzyści wynikające ze stosowania pasów, ale również niebezpieczeństwa, które mogą pojawić się w związku z ich stosowaniem. Pierwszy rodzaj niebezpieczeństwa, nazwijmy go mentalnym, związany jest z pojęciem kompensacji ryzyka. Jego twórcą był w latach 70' Sam Peltzman, profesor ekonomii na Uniwersytecie w Chicago. Według jego badań, człowiek w reakcji na zwiększony poziom bezpieczeństwa (np. zapięcie pasów) skłonny jest do bardziej ryzykownych zachowań niż bez tych zabezpieczeń. Potwierdziły to wyniki badań przeprowadzonych w 1994 roku przez W. Janssen'a [9], który stwierdził, że kierowcy zapięci pasami bezpieczeństwa jeżdżą bardziej ryzykownie, szybciej i mniej uważnie niż kierowcy prowadzący samochód z niezapiętymi pasami bezpieczeństwa.

Drugi rodzaj niebezpieczeństwa, które może pojawić się w związku ze stosowaniem pasów bezpieczeństwa, nazwijmy go technicznym, związany jest z konstrukcją i sposobem



ich użytkowania. Ważne jest napięcie wstępne taśmy pasa, możliwość regulacji górnego punktu mocowania, prawidłowe lub nieprawidłowe ułożenie taśmy pasa bezpieczeństwa względem torsu i bioder. Czynniki te decydują o możliwości powstania obrażeń w postaci sińców i otarć naskórka szyi oraz wybroczyn krwotocznych w okolicy obojczyka, klatki piersiowej, jamy brzusznej i bioder. W ciężkich wypadkach mogą powstać złamania wyrostków poprzecznych szyjno-piersiowego odcinka kręgosłupa, złamania żeber, stłuczenia płuc, pęknięcia aorty, złamania obojczyka oraz skośne złamania mostka. Część biodrowa pasa może spowodować uszkodzenie narządów jamy brzusznej [10]. Sposób ułożenia pasów jest szczególnie istotny w przypadku mocowania dziecka w foteliku i fotelika do fotela samochodu. Tymczasem prawie 80 % fotelików jest nieprawidłowo zainstalowanych [10]. Nieprawidłowe ułożenie pasów lub fotelików dziecięcych decyduje o stopniu obciążenia i w efekcie ciężkości obrażeń powstających podczas wypadku.

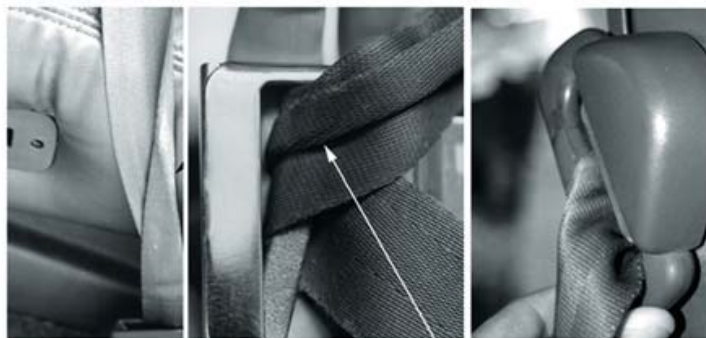
Prawidłowe działanie pasów bezpieczeństwa często zależy od dbałości użytkownika o ich stan techniczny. Taśmy pasa wykonywane są z włókien poliestru, czasami wzbogaconego o poprzeczne warstwy włókien usztywniających. Podczas kolizji pas bezpieczeństwa poddany jest dużym obciążeniom. Nie można jednak dopuścić do jego zerwania. Dlatego bardzo ważne jest utrzymywanie taśm pasów w nienagannym stanie, ponieważ ich wytrzymałość zależy od stopnia zużycia. Nawet niewielkie uszkodzenie taśmy (rys. 1) może znacznie zwiększyć prawdopodobieństwo jej zerwania w chwili kolizji.



**Rys. 1. Przykłady zużycia taśm pasów bezpieczeństwa [2]**  
a) mały otwór, b) naderwanie, c) wystrzępienie krawędzi pasa

Wszelkie przetarcia szwów, naddarcia, ślady nadtopień (spowodowanych tarciami na przelotkach) czy przewężeń taśmy kwalifikują pas do wymiany na nowy. Małe naderwanie przedstawione na rys. 1 b może obniżyć wytrzymałość pasa nawet o 40%. Osłabienie taśmy może wystąpić również wskutek działania środków chemicznych lub światła słonecznego.

Szczególnie podatne na uszkodzenia są części taśmy pasa bezpieczeństwa współpracujące z przelotkami przy zamku i zwijaczu. Zawinięcia wynikające z niestarannego użytkowania pasów (rys. 2) mogą być przyczyną zerwania nawet nowej taśmy. Ponadto mogą ograniczać swobodne przemieszczanie się taśmy podczas zapinania pasów, a tym samym utrudniać właściwe jej ułożenie i napięcie.



**Rys. 2. Zawinięte taśmy pasa bezpieczeństwa [2]**

W artykule zostały przedstawione niektóre wyniki badań, zrealizowane w ramach projektu badawczego nr N N509 559640. Wcześniej w pracach [17-19] przedstawiono ocenę porównawczą obciążeń, jakie działają na pasażerów zajmujących miejsca na przednich i tylnych siedzeniach w samochodzie. Stwierdzono, że obciążenia dynamiczne osób jadących na tylnych siedzeniach są często kilkukrotnie większe niż osób na siedzeniach przednich. Celem tej pracy jest ocena wpływu napięcia wstępnej taśmy pasów bezpieczeństwa na ich skuteczność działania podczas zderzenia czołowego. Analizie zostały poddane obciążenia dynamiczne działające na pasażerów na tylnych siedzeniach samochodu, gdzie układy ochrony są znacznie słabiej rozwinięte niż dla osób na przednich fotelach. W badaniach wykorzystano manekiny osoby dorosłej i dziecka, w wieku około 10 lat, przewożonego w foteliku samochodowym przystosowanym dla dzieci o masie 15-36 kg.

## 2. Opis stanowiska i zakresu badań

Pomiary przeprowadzono na stanowisku do badań zderzeniowych AB-554, w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji w Warszawie. Nadwozie samochodu osobowego zamocowano na wózku (rys. 3), który został rozpędzony do prędkości ok. 48 km/h za pomocą gumowych lin. Efekt hamowania wózka uzyskiwano w wyniku przetłaczania stalowych gałek, znajdujących się na końcach trzpieni 1, przez poliuretanowe tuleje umieszczone w rurach 2 (rys. 3). Trzpień z gałkami są zamocowane do wózka, a tuleje utwierdzone do podłoża.



**Rys. 3. Wózek i hamulec zderzeniowego stanowiska pomiarowego (PIMOT)**

Przygotowane do badań nadwozie samochodu osobowego (rys. 4) posiadało przednie fotele oraz tylną kanapę, na której umieszczony był manekin Hybrid III reprezentujący 50-centylowego mężczyznę, oznaczony dalej symbolem M50 oraz manekin dziecka w wieku około 10 lat, oznaczonego dalej symbolem P10. Manekin dziecka siedział na foteliku *Graco Junior Plus Maxi* (podstawa z oparciem). Oba manekiny przypięte były za pomocą standardowych pasów bezpieczeństwa, wymienianych po każdej próbie zderzeniowej.



**Rys. 4. Manekiny w nadwoziu samochodu i fotelik dla manekina P10**

Rozważono wyniki trzech prób zderzeniowych (oznaczanych dalej N, S i L), w których pasy bezpieczeństwa były wstępnie napięte siłami o różnych wartościach:

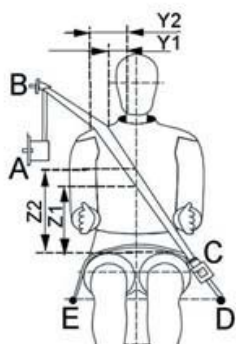
N – (pasy napięte) w miejsce zwijacza pasów wprowadzono mechanizm napinający, za pomocą którego część ramieniowa została wstępnie napięta siłą 47 daN. Ze względu na tarcie taśmy pasa o manekina i w przelotce zamka, napięcie części biodrowej taśmy było znacznie mniejsze i wynosiło 12 daN u manekina M50 oraz 11 daN u manekina P10. W próbie tej symulowano działanie napinacza.

S – (standardowe napięcie pasów) napięcie pasów uzyskano ręcznie, starając się maksymalnie skrócić część biodrową i ramieniową taśmy. Napięcie części ramieniowej wynikało z działania zwijacza, czyli około 1 daN [16].

L – (pasy luźne) pomiędzy taśmę pasa a odzież manekinów wprowadzono gąbkę o grubości 3 cm, a następnie pas napięto, jak w wariancie S. W ten sposób symulowano wpływ odzieży zimowej pasażerów lub niestaranne napięcie pasów.

W kolejnych pomiarach nie zmieniano ustawienia przednich foteli ani położenia górnego punktu mocowania pasów oraz zapewniono podobne ustawienie manekinów. Napięcie pasów w wariancie N spowodowało dosunięcie manekina P10 do oparcia kanapy, co zwiększyło odległość klatki piersiowej manekina od oparcia fotela kierowcy o 6 cm w stosunku do odległości w wariantach S i L (60 cm). W tabeli 2 podano wymiary opisujące początkowe położenie taśmy pasa bezpieczeństwa względem manekinów.

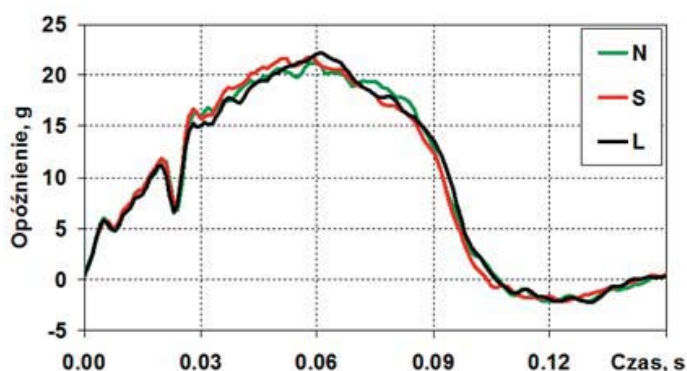
Tabela 2. Wymiary opisujące położenie taśmy pasa bezpieczeństwa względem manekina (rysunek przygotowano na podstawie [20]).



| Wymiar, cm        | Manekin M50 |     |     | Manekin P10 |     |     |    |
|-------------------|-------------|-----|-----|-------------|-----|-----|----|
|                   | N           | S   | L   | N           | S   | L   |    |
| Odległość od ud   | Z1          | 23  | 23  | 25          | 24  | 22  | 20 |
|                   | Z2          | 30  | 30  | 31          | 30  | 28  | 26 |
| Odległość od szyi | Y1          | 5   | 5   | 6           | 4   | 4   | 4  |
|                   | Y2          | 11  | 11  | 11          | 9   | 9   | 9  |
| Długość odcinka   | BC          | 78  | 82  | 87          | 79  | 85  | *  |
|                   | CE          | 60  | 66  | 72          | 71  | 76  | *  |
| Długość taśmy     | BCE         | 138 | 148 | 159         | 150 | 161 | *  |

\*) nie zmierzono

Przebieg opóźnienia nadwozia był zgodny z wymaganiami określonymi w Regulaminie ECE R44, który dotyczy badań urządzeń przytrzymujących dla dzieci. Na rysunku 5 podano realizacje opóźnienia nadwozia w kolejnych próbach zderzeniowych. Potwierdzają one dużą powtarzalność opóźnienia nadwozia w kolejnych pomiarach, co jest kluczowe dla dalszej prowadzonej analizy. Maksymalne opóźnienie nadwozia jest około 22 g.



Rys. 5. Realizacje opóźnienia nadwozia w kolejnych próbach zderzeniowych

### 3. Obciążenie pasów bezpieczeństwa

Przetworniki do pomiaru siły w części biodrowej i ramieniowej pasów bezpieczeństwa zamocowane były w okolicy punktów E i B, które zaznaczono na rysunku obok tabeli 2. Realizacje sił w pasie biodrowym i ramieniowym manekinów M50 i P10 podano na rysunku 6. Niezależnie od wielkości manekina:

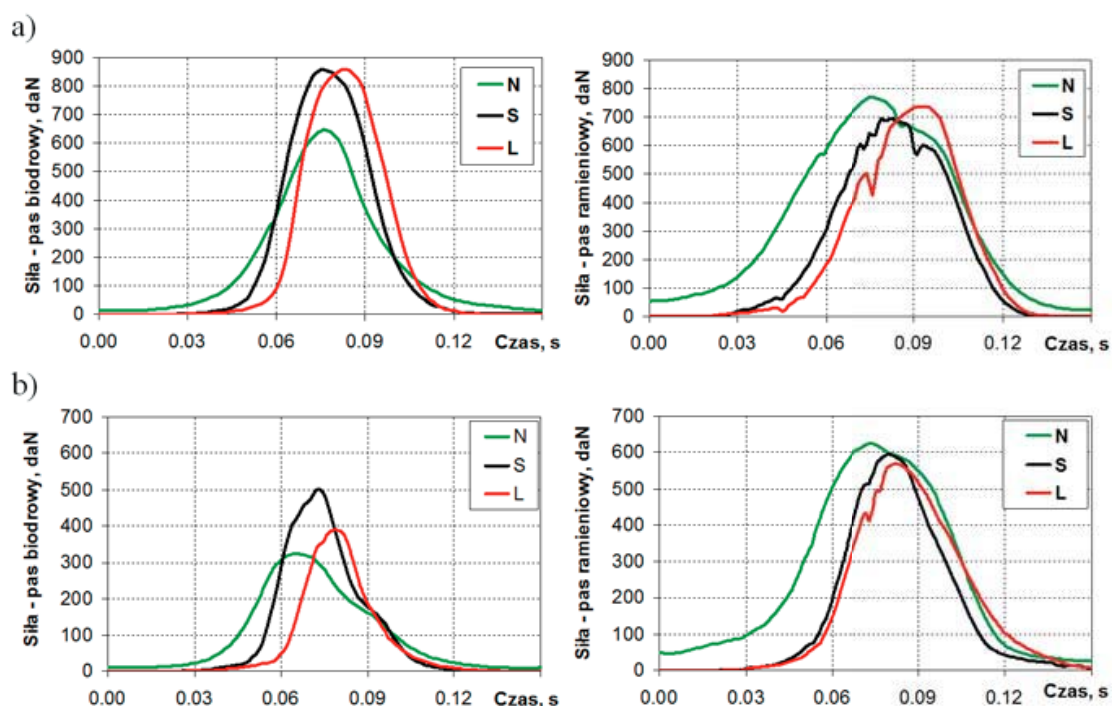
- we wszystkich pomiarach wartości maksymalne siły w pasie ramieniowym są podobne;
- wartości maksymalne siły w pasie biodrowym są najmniejsze w pomiarze N, co wynika

zapewne z mocnego napięcia taśmy pasa ramieniowego, a tym samym ograniczonej możliwości przemieszczania się manekina względem siedziska;

- w pomiarach S i L tempo narastania siły jest podobne i wyraźnie większe niż w pomiarze N, zwłaszcza w pasie biodrowym.

W pomiarze L pasy manekina M50 są napinane wyraźnie później niż w N (o około 30 ms) i S (o około 24 ms), co niekorzystnie wpływa na zwiększenie przesunięcia się manekina względem siedziska. W przypadku manekina P10, różnica w czasie zadziałania pasa biodrowego w pomiarach S i L jest znacznie większa niż pasa ramieniowego.

W pasach manekina M50, w pomiarach S i L, wartości maksymalne siły w pasie biodrowym są o około 20 % większe niż w ramieniowym. Inaczej jest w pasach manekina P10, gdzie wartości maksymalne siły w pasie biodrowym są o 16 i 32 % mniejsze niż w ramieniowym. Opisane tu różnice wskazują na inny mechanizm oddziaływania pasów bezpieczeństwa na manekiny M50 i P10, co może wynikać z różnego sposobu ułożenia taśmy względem manekinów o różnych rozmiarach.



**Rys.6. Przebiegi sił zarejestrowane w części biodrowej i ramieniowej pasów;  
a) manekin M50, b) manekin P10**

Wymagania dotyczące granicznych obciążeń taśm bezpieczeństwa określone w *Federal Motor Vehicle Safety Standard, No. 209: Seat belt assemblies* przewidują, że siła powodująca zerwanie taśmy opasującej biodra powinna być nie mniejsza niż 2224 daN (5000 bf), natomiast taśmy w odcinku ramieniowym - nie mniejsza niż 1779 daN (4000 lbf).

W normach europejskich (ECE R16, pkt.6.3.2) wymagana wytrzymałość taśmy pasa wynosi 1470 daN, bez wyróżniania części biodrowej i ramieniowej.

Maksymalne wartości sił w pasie biodrowym i ramieniowym obu manekinów są znacznie mniejsze od wartości granicznych, niezależnie od sposobu wstępnego napięcia taśmy pasa.

W przypadku manekina M50 obciążenie pasa biodrowego osiąga wartość 650÷850 daN a pasa ramieniowego 750 daN, czyli odpowiednio 29÷38% i 42% wartości granicznych wg FMVSS 209 oraz, dla obu części pasa, od 44% do 58% wartości granicznej wg ECE R16. W przypadku manekina P10 wartości te są następujące: pas biodrowy 300÷500 daN i pas ramieniowy ok. 600 daN (odpowiednio 13÷22 % i 35 % wartości granicznych wg FMVSS 209 oraz, dla całego pasa, 22÷42 % wartości granicznej wg ECE R16).

Skutki obciążenia działającego na ciało pasażera zależą nie tylko od wartości przyłożonej siły, ale także od długości czasu, w jakim ta siła działa. Dlatego, do ilościowej oceny różnic w działaniu pasów bezpieczeństwa w poszczególnych wariantach badań (pomiaru N, S i L), dodatkowo obliczono impuls siły:

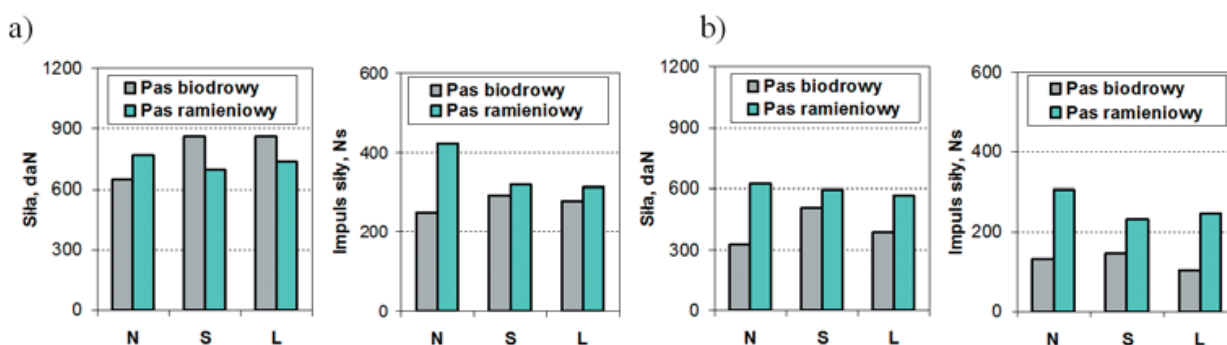
$$I = \int_{t=0}^{t_K} (F - F_o) dt \quad (1)$$

gdzie:

$F_o$  - siła wstępnego napięcia taśmy pasa,

$t_K$  - czas, po którym taśma pasów została zluzowana (około 150 ms).

Wyniki obliczeń zestawiono na rysunku 7, w skojarzeniu z wartościami maksymalnymi siły w pasach. W ten sposób pokazano, że relacje pomiędzy maksymalną wartością siły oraz impulsem siły są różne. Potwierdza to celowość wykorzystania wzoru na impuls siły, który uzupełnia opis stanu obciążenia pasów podczas zderzenia. Wartości impulsu siły są wyraźnie większe dla pasów ramieniowych, szczególnie u manekina P10.



Rys. 7. Maksymalne wartości siły oraz impulsu siły w części biodrowej i ramieniowej taśmy pasa;  
a) manekin M50, b) manekin P10

Stan obciążenia pasów w pomiarach N, S i L oceniono także na podstawie przemieszczania się ich taśmy względem elementów mocujących pas. Taśma pasa odwija się ze zwijacza nawet po zadziałaniu mechanizmu blokującego (tzw. efekt szpuli filmowej). Dopuszczalne względne wydłużenie taśmy pasa biodrowego i ramieniowego, pod działaniem siły 1112 daN (2 500 lbf), jest odpowiednio 30 i 40 % całkowitej długości taśmy pasa (FMVSS 209). Podczas badań oceniono, czy siła wstępnego napięcia taśmy pasów wpływa na zakres jej przemieszczenia względem przelotek przy zamku i zwijaczu. Wyniki pomiarów wykonanych przed i po próbie zderzeniowej zostały podane w tabeli 3. W pomiarach S i L przemieszczenia taśmy względem górnej przelotki (punkt B) są podobne i wynosiły 11÷12 cm dla manekina M50 oraz 10 cm dla manekina P10 (5÷7 % początkowej długości taśmy pasa, czyli odcinka ABCE). Długość odwiniętej taśmy jest niewielka, bowiem na szpuli zwijacza pozostawało około 80 cm taśmy. W wariancie N nie wystąpiło przemieszczenie taśm pasów względem górnej przelotki (punkt B). Przemieszczenia taśmy względem przelotki przy zamku (punkt C) były w zakresie  $\pm 2$  cm, przy czym wartość ujemna oznacza skrócenie odcinka CE.

**Tabela 3. Przemieszczenie taśmy pasa bezpieczeństwa (oznaczenia wg rysunku obok tab.2)**

| Wymiar, cm          | M50 |    |    | P10 |    |               |
|---------------------|-----|----|----|-----|----|---------------|
|                     | N   | S  | L  | N   | S  | L             |
| Przemieszczenie w B | 0   | 12 | 11 | 0   | 10 | nie zmierzono |
| Przemieszczenie w C | 1   | 2  | 1  | 2   | 2  | nie zmierzono |

## 4. Analiza obciążeń manekinów

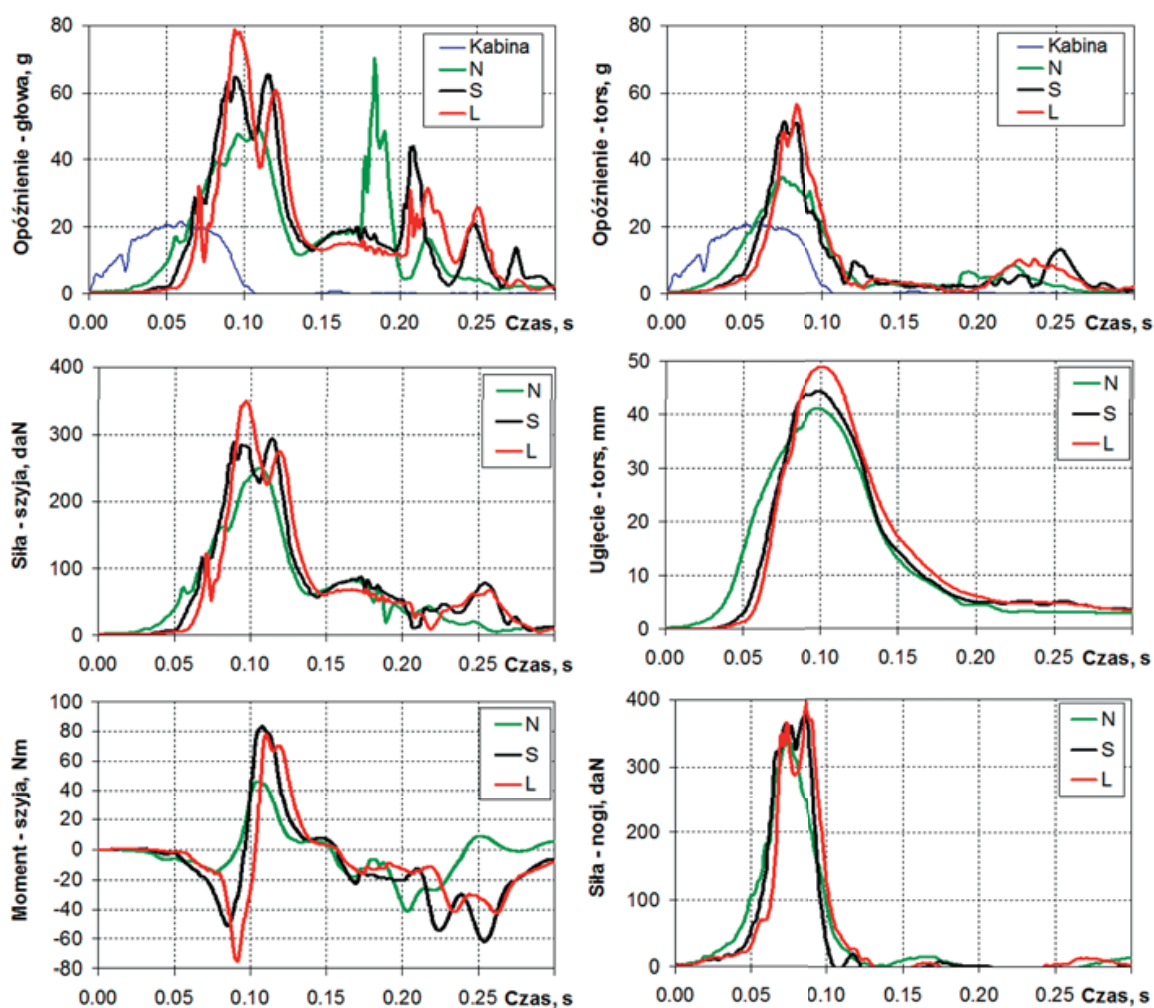
Wykorzystane w badaniach manekiny M50 i P10 wyposażone były w różną liczbę przetworników pomiarowych. Oba manekiny miały przetworniki przyspieszenia głowy i torsu, mierzonego w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach (x, y, z, wg rys.4). Dodatkowo mierzono siły i momenty działające na szyję, ugięcie klatki piersiowej oraz siły osiowe w udach manekina M50. Wyniki pomiarów zestawiono na rysunkach 8 i 9. Poszczególne linie na wykresach dotyczą pomiarów N, S i L. Są to następujące wielkości:

- wypadkowe opóźnienie głowy i torsu,
- wypadkowa siła działająca na szyję;
- moment zginający szyję względem osi  $O_y (M_y)$ ;
- ugięcie torsu (klatki piersiowej);
- suma sił działających na udo lewe i prawe (realizacje dla nogi lewej i prawej były porównywalne).

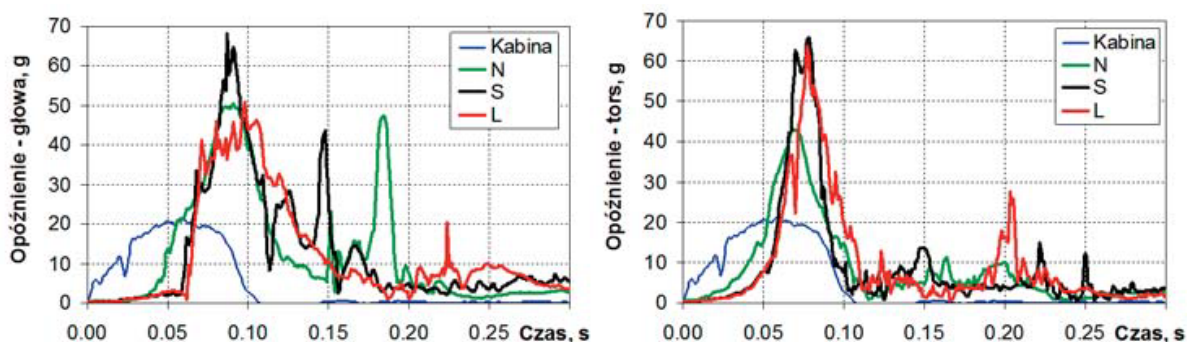
Przebiegi wypadkowe obliczono ze składowych, mierzonych w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach.

Podczas analizy obciążeń manekinów wykorzystano także wnioski z analizy poklatkowej filmów, nagranych za pomocą kamer do zdjęć szybkich (1000 klatek/s). Przede wszystkim ustalono czas trzech faz położenia manekinów:

- F1 – czas przemieszczania w kierunku jazdy, liczony od początku hamowania nadwozia do czasu, kiedy głowa osiągnie maksymalne pochylenie względem torsu;  
 F2 – czas pozostawania manekina w stanie pochylonym;  
 F3 – czas przemieszczania manekina w kierunku do tyłu, liczony do chwili, kiedy głowa uderzy w oparcie kanapy (fotelika).



Rys. 8. Realizacje obciążeń dynamicznych manekina M50

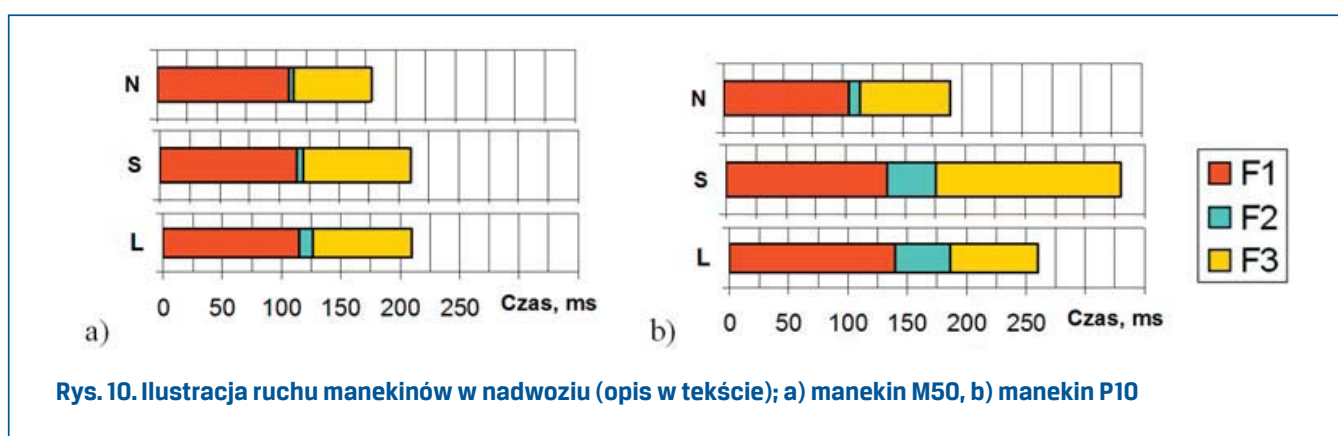


Rys. 9. Realizacje obciążeń dynamicznych manekina P10



Na rysunku 10 uwagę zwraca krótszy czas przemieszczania się manekinów w pomiarze N (w każdej fazie F1, F2, F3), gdzie pasy bezpieczeństwa były wstępnie napięte, w porównaniu z pomiarami S i L. Wynika to z wyraźnie mniejszego przemieszczenia manekinów w pomiarze N. Charakterystyczne chwile czasu podczas zderzenia podano w tabeli 4.

Dominanty, które występują na przebiegach obciążeń (rys. 8 i 9) w czasie po 150 ms wynikają z uderzenia manekinów o oparcie kanapy (fotelika). Mają one mniejsze znaczenie, jednak w przypadku manekina M50 uderzenie głowy o oparcie kanapy jest bardzo mocne. Ten niekorzystny efekt wynika ze sprężystości pasów i niewielkiego rozproszenia energii kinetycznej manekina. W pasach z napinaczami jest on zwykle eliminowany przez działanie ogranicznika [16].



Rys. 10. Ilustracja ruchu manekinów w nadwoziu (opis w tekście); a) manekin M50, b) manekin P10

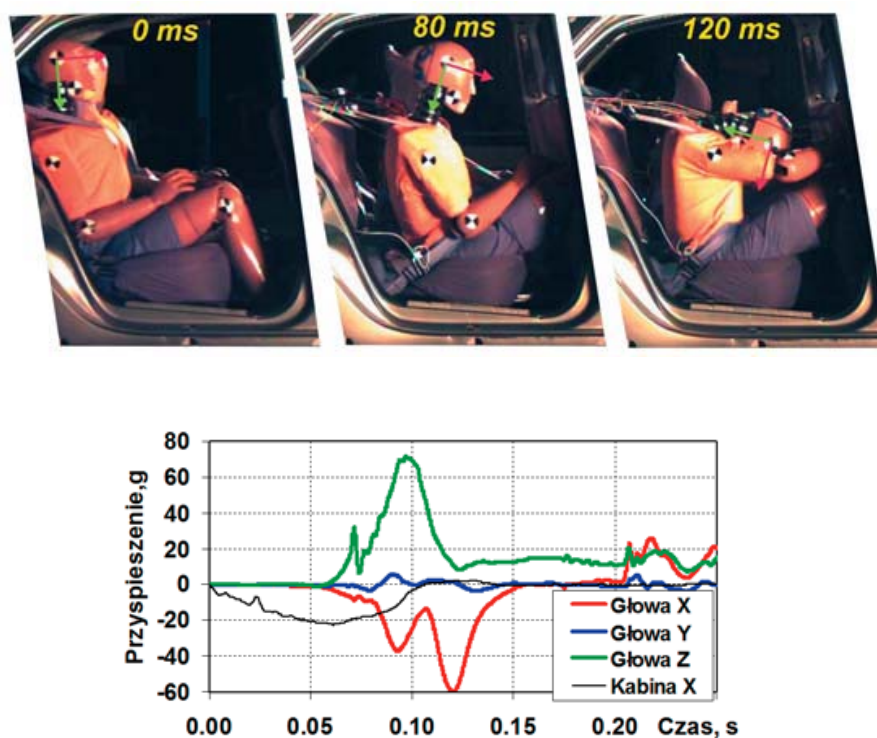
Tabela 4. Charakterystyczne chwile czasu (ms) podczas zderzenia

| Czas wystąpienia:                             | Manekin M50 |     |     | Manekin P10 |     |     |
|---|-------------|-----|-----|-------------|-----|-----|
|   | N           | S   | L   | N           | S   | L   |
| zatrzymanie nadwozia                          | 84÷86       |     |     |             |     |     |
| maksymalnej wartości siły w pasie biodrowym   | 77          | 76  | 84  | 66          | 73  | 79  |
| maksymalnej wartości siły w pasie ramieniowym | 76          | 82  | 92  | 74          | 80  | 85  |
| maksymalnego przemieszczenia torsu            | 76          | 84  | 88  | 76          | 80  | 90  |
| maksymalnego pochylenia głowy                 | 110         | 115 | 115 | 105         | 135 | 140 |
| początku ruchu powrotnego głowy               | 115         | 120 | 126 | 115         | 175 | 186 |
| maksymalnego przemieszczenia głowy do tyłu    | 180         | 210 | 210 | 190         | 330 | 260 |

Przebiegi obciążenia manekinów są jakościowo zbliżone do przebiegów sił w pasach bezpieczeństwa i są wynikiem łącznego działania na manekiny sił bezwładności oraz sił reakcji, głównie od pasów bezpieczeństwa i tarcia manekina o siedzisko kanapy. Maksymalne wartości opóźnienia i przemieszczenia torsu oraz siły w pasie ramieniowym występują w podobnym czasie. Głowa ma możliwość przemieszczania się względem torsu, dlatego maksymalne wartości opóźnienia głowy i siły w szyi występują później. Głowa manekina

M50 przechylana jest mocno do przodu, w czasie do około 140 ms (rys.11). W miarę pochylania głowy zmienia się położenie osi przetworników w głowie manekina względem kierunku jazdy. Dlatego składowa przyspieszenia głowy w kierunku osi  $O_x$ , na wykresie z rysunku 11, maleje w czasie 95-110 ms. W pomiarach S i L głowa manekina M50 uderza żuchwą o mostek, co widoczne jest na przebiegach przyspieszenia głowy oraz siły w szyi, jako dominanta w czasie 110-130 ms (rys.8). Na rysunku 11 jest to dominanta na przebiegu składowej „Głowa X”.

Moment siły  $M_y$  w szyi manekina M50 zmienia znak w czasie, gdy siła w pasie ramieniowym osiąga wartość maksymalną a tors zatrzymuje się. Podczas narastania siły w pasie ramieniowym mamy  $M_y < 0$ , natomiast po zatrzymaniu torsu jest  $M_y > 0$ .



Rys. 11. Przemieszczenia manekina M50 oraz składowe przyspieszenia głowy (pomiar L)

Manekin M50 w pomiarach S i L uderzył kolanami w oparcie fotela przedniego. Efekt ten widoczny jest na realizacjach siły w udach, w czasie 70-90 ms. Uda są rozciągane siłą bezwładności, której narastanie jest wyraźnie ograniczone po uderzeniu kolanami w oparcie fotela. Ta dodatkowa reakcja na nogi manekina jest niewielka (około 100 daN) i nie wpłynęła istotnie na obciążenie pasów i manekina. Jej oddziaływanie jest widoczne jako niewielka dominanta na przebiegach obciążenia pasa ramieniowego oraz głowy i szyi (siła), w czasie około 75 ms, zwłaszcza w pomiarze L, gdzie uderzenie kolan było najmocniejsze. Efekt uderzenia kolanami w oparcie fotela występuje tylko na składowych w kierunku osi  $O_z$ .

Ruch manekina P10 w pomiarach S i L jest dość złożony (rys.12). W wyniku działania taśmy pasa na lewe ramię manekina P10, jego tors i głowa obracają się w lewą stronę. Występują znaczne przemieszczenia głowy w kierunku ud, podczas gdy tors i biodra przemieszczają się już w kierunku oparcia kanapy. W pomiarze S manekin uderza głową o lewe udo (dominanta na rys. 9, w czasie około 150 ms). W pomiarze L przemieszczenie głowy manekina jest podobne jak w S, ale nie doszło do uderzenia o nogi.



Rys. 12. Przemieszczenia manekina P10 w pomiarach N, S i L (pionowe linie poprowadzono przez znacznik na głowie manekina w pomiarze N, strzałki pokazują kierunek ruchu manekina w pomiarze N)

## 5. Analiza wskaźników biomechanicznych i ryzyka obrażeń

Obserwowane różnice w przemieszczeniach manekinów i przebiegach ich obciążeń dynamicznych wynikają z różnego wstępnego napięcia pasów bezpieczeństwa. Na podstawie analizy w rozdziale 4 trudno jest podać ilościową ocenę różnic w obciążeniu manekinów w pomiarach N, S i L. Dlatego wyniki pomiarów wykorzystano do wyznaczenia wskaźników biomechanicznych dla głowy, szyi i klatki piersiowej. Wartości tych wskaźników można dalej wykorzystać do oceny ryzyka obrażeń ciała lub poszczególnych jego części [11, 19].

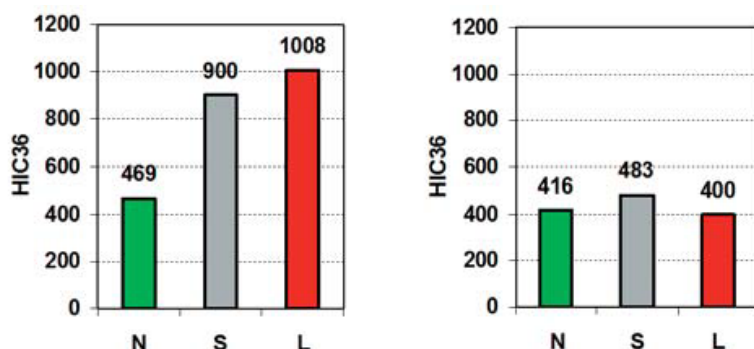
Do oceny ryzyka obrażeń głowy przyjęto kryterium HIC (*Head Injury Criterion*), wyznaczone dla przedziału czasu 36 ms ( $HIC_{36}$ ). Na podstawie obliczonych wartości  $HIC_{36}$  można oszacować ryzyko obrażeń wg skróconej skali obrażeń AIS (*Abbreviated Injury Scale*), która posiada 6 klas: obrażenia lekkie (AIS=1), średnie (AIS=2), ciężkie (AIS=3), bardzo ciężkie

(AIS=4), graniczne (AIS=5), nieprzeżyciowe (AIS=6). Wartość graniczna HIC<sub>36</sub> dla manekinów Hybrid III, reprezentujących 50-centylowego mężczyznę i 10 letnie dzieci, została ustalona na 1000, co oznacza 50 % ryzyko obrażeń co najmniej AIS2 (AIS2+) lub 24 % ryzyko obrażeń AIS3+. Zależność pomiędzy HIC a ryzykiem obrażeń nie jest liniowa. Przykład innych relacji między wartościami HIC<sub>36</sub> a ryzykiem obrażeń, opisanych w skali AIS, został przedstawiony w tabeli 5.

Tabela 5. Wartości HIC<sub>36</sub> odpowiadające 25 % i 50 % ryzyka obrażeń manekinów Hybrid III, reprezentujących 50-centylowego mężczyznę i 10 letnie dziecko [6,7]

**Tabela 5. Wartości HIC<sub>36</sub> odpowiadające 25 % i 50 % ryzyka obrażeń manekinów Hybrid III, reprezentujących 50-centylowego mężczyznę i 10 letnie dziecko [6,7]**

|                   | 25 % ryzyko obrażeń |       |       | 50 % ryzyko obrażeń |       |       |
|-------------------|---------------------|-------|-------|---------------------|-------|-------|
|                   | AIS2+               | AIS3+ | AIS4+ | AIS2+               | AIS3+ | AIS4+ |
| HIC <sub>36</sub> | 600                 | 950   | 1 400 | 1 050               | 1 680 | 2 113 |



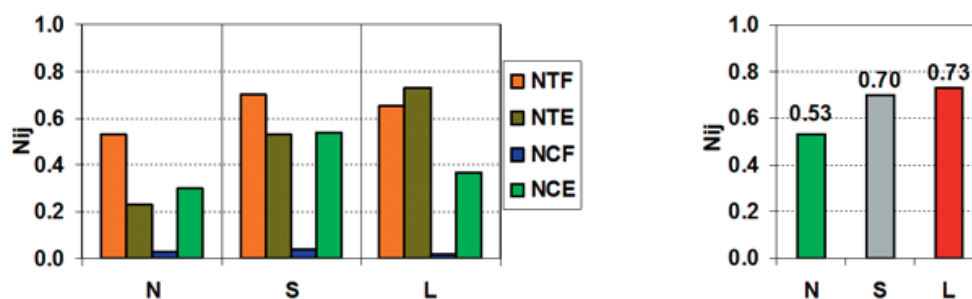
**Rys.13. Wartości HIC<sub>36</sub> dla manekinów M50 (z lewej) i P10 (z prawej)**

Wyznaczone wartości HIC<sub>36</sub> przedstawione są na rysunku 13. Dla manekina M50 najbardziej niebezpieczny jest przypadek L, odpowiadający luźnemu zapięciu pasów bezpieczeństwa. Wartość HIC<sub>36</sub> przekracza tu wartość graniczną, czyli istnieje 25 % ryzyko wystąpienia obrażeń AIS3+. Najbezpieczniejszy jest przypadek, w którym symulowano działanie napinacza pasa bezpieczeństwa (pomiar N). Wartość HIC<sub>36</sub> jest tu ponad dwukrotnie mniejsza niż w pomiarze L, a ryzyko obrażeń AIS3+ aż pięć razy mniejsze.

Stan obciążenia głowy manekina P10 w pomiarach N i L jest podobny (HIC<sub>36</sub> jest około 400). Największa wartość HIC<sub>36</sub> jest w pomiarze S. Była ona wyznaczona w czasie 73-109 ms, czyli uderzenie głowy o udo nie miało wpływu na wartość HIC. Uzyskane tu różnice w kolejnych pomiarach są niewielkie i dlatego są trudne do uzasadnienia.

Do oceny obrażeń szyi stosuje się wskaźnik Nij (*Normalized Neck Injury Criterion*), w którym indeksy i, j reprezentują cztery rodzaje obciążeń szyi, a mianowicie: N<sub>CF</sub>, N<sub>CE</sub>, N<sub>TF</sub>, N<sub>TE</sub>. Pierwszy indeks (C - *compression*, T - *tension*) odnosi się do osiowego obciążenia kręgowców szyjnych (ściskanie, rozciąganie). Drugi indeks (F - *flexion*, E - *extension*) odnosi się

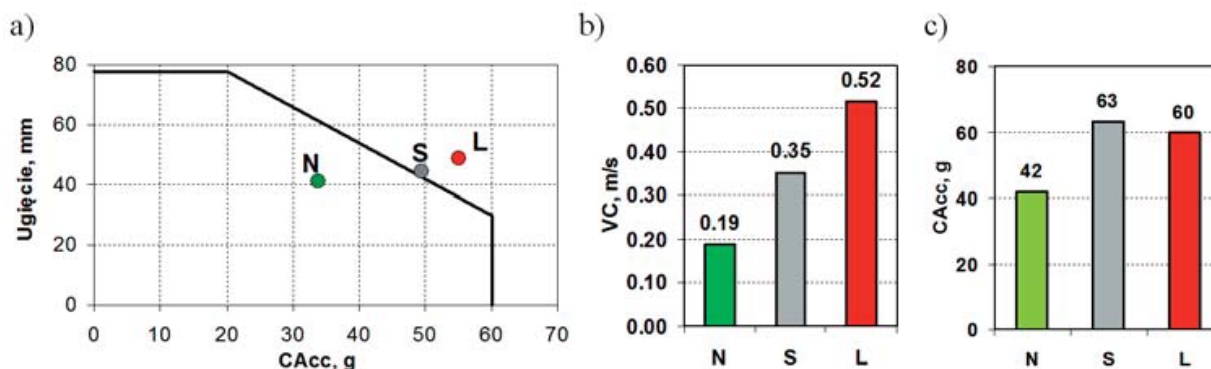
do momentu zginającego kręgi szyjne (do przodu, do tyłu). Dopuszczalna wartość  $N_{ij}=1$  nie zależy od rozmiarów manekina, bowiem podczas jej obliczeń uwzględniane są różne wartości krytyczne sił i momentów dla manekinów o różnych rozmiarach. Wartość  $N_{ij}=1$  oznacza 30 % ryzyko obrażeń AIS2+ lub 18 % ryzyko obrażeń AIS4+ [1]. Wyniki obliczeń wskaźników  $N_{ij}$  podano na rysunku 14. Dominującym rodzajem obciążenia jest rozciąganie i zginanie szyi ( $N_{TF}$  i  $N_{TE}$ ), podczas ruchu manekina do przodu (faza F1). W miarę zmniejszania wstępnego napięcia pasów rośnie wskaźnik  $N_{TE}$ . W pomiarze L jest on ponad trzykrotnie większy niż w pomiarze N. Generalnie najmniejsze obciążenie szyi mamy w pomiarze N, co podobnie jak w przypadku obciążenia głowy potwierdza korzyści wynikające ze wstępnego napięcia pasów. Obciążenia  $N_{CE}$  mają znaczenie tylko w fazie odchyłania głowy do tyłu, podczas ruchu powrotnego manekina, a obciążenia  $N_{CF}$  praktycznie nie występują.



Rys.14. Wartości wskaźników  $N_{ij}$  dla manekina M50

Miarą obciążenia klatki piersiowej może być wartość jej ugięcia, maksymalnego przyspieszenia CAcc (działającego w czasie co najmniej 3 ms) lub kryterium wiskotyczne VC (*Viscous Criterion*) [3,13,14]. Podstawą do obliczania kryterium VC jest maksymalna wartość iloczynu prędkości uginania klatki piersiowej i chwilowych wartości jej ugięcia. Wartość CAcc=60 g oznacza 20 % ryzyko obrażeń AIS4+ [8] a VC=1,0 oznacza 25 % ryzyko obrażeń AIS4+ [13].

Na rysunku 15 zestawiono wyniki obliczeń wskaźników biomechanicznych do oceny ryzyka obrażeń klatki piersiowej. Maksymalne ugięcia klatki piersiowej (C) manekina M50 są w przedziale 40÷50 mm i stanowią ok. 50 % wartości dopuszczalnych. Skojarzono je na rysunku 15a z wartością wskaźnika CAcc. Podana na wykresie linia oznacza granicę dopuszczalnych wartości tych wielkości. Tylko wyniki z pomiaru N mieszczą się w dopuszczalnym zakresie. Najbardziej zróżnicowane wyniki otrzymano dla kryterium wiskotycznego VC. Największa wartość VC jest w pomiarze L i wynika ona z gwałtownie narastającej siły w taśmie pasa ramieniowego, w czasie 76-83 ms (por. rys.6a). Spowodowało to zwiększenie prędkości uginania klatki piersiowej, a tym samym zwiększenie wartości VC. W przypadku manekina P10, wartości wskaźnika CAcc w pomiarze N są o około 30 % mniejsze niż w pomiarach S i L, gdzie są one podobne (63 g i 60 g).



Rys. 15. Wskaźniki obciążenia klatki piersiowej manekina M50 (a i b) oraz manekina P10 (c)

Ryzyko obrażeń klatki piersiowej oceniane jest niekiedy na podstawie maksymalnej siły, do jakiej zostaje napięty pas ramieniowy podczas zderzenia. Uwzględniając, że dla manekina M50 były one na poziomie 700-800 daN, to na podstawie pracy [5] ryzyko ciężkich obrażeń (AIS3+) osób w wieku 30 lat jest 10 %, ale w wieku 50 lat aż 95%. Siła w taśmie pasa ramieniowego manekina dziecka P10 osiąga wartość 600 daN.

## 6. Podsumowanie

Kinematyka manekinów, siły działające w taśmie pasów bezpieczeństwa i obciążenia dynamiczne manekinów silnie zależą od wartości siły, z jaką napięte są pasy bezpieczeństwa tuż przed uderzeniem samochodu w przeszkodę. Napięte wstępnie pasy szybciej oddziałują na manekina i skutecznie utrzymują go na siedzisku, ograniczając przemieszczenie bioder i torsu. Ma to korzystny wpływ na zmniejszenie obciążeń manekinów, w tym także głowy. Różne wartości napięcia wstępnych pasów bezpieczeństwa wpływają istotnie na wartość maksymalną siły w pasie biodrowym, podczas gdy w pasie ramieniowym są one podobne we wszystkich pomiarach. W pomiarze N wartości maksymalnej siły w pasie biodrowym obu manekinów są o około 30-40 % mniejsze niż w pomiarach S i L. Maksymalne siły w pasie biodrowym i ramieniowym manekina M50 są podobne, natomiast w przypadku manekina P10 mamy wyraźnie mniejsze siły w pasie biodrowym niż w pasie ramieniowym (rys.6).

W tabeli 6 zestawiono wartości wskaźników biomechanicznych uzyskanych przy różnym wstępnym napięciu pasów. Wartości wskaźników z pomiarów N i L odniesiono do wartości wskaźników w pomiarze S, czyli przy standardowym napięciu pasów (oznaczenia N/S i L/S).

**Tabela 6. Zestawienie wskaźników biomechanicznych z pomiarów N, S i L**

| Napięcie pasów<br>Wskaźnik  | N           | S    | L    | N/S<br>[%] | L/S<br>[%] | N           | S   | L   | N/S<br>[%] | L/S<br>[%] |
|-----------------------------|-------------|------|------|------------|------------|-------------|-----|-----|------------|------------|
|                             | Manekin M50 |      |      |            |            | Manekin P10 |     |     |            |            |
| HIC <sub>36</sub>           | 469         | 900  | 1008 | 52         | 112        | 416         | 483 | 400 | 86         | 83         |
| N <sub>ij</sub>             | 0,53        | 0,70 | 0,73 | 76         | 104        | -           | -   | -   | -          | -          |
| C <sub>Acc</sub> [g]        | 34          | 50   | 55   | 68         | 110        | 42          | 63  | 60  | 67         | 95         |
| C [mm]                      | 41          | 45   | 49   | 91         | 109        | -           | -   | -   | -          | -          |
| VC [m/s]                    | 0,19        | 0,35 | 0,52 | 54         | 149        | -           | -   | -   | -          | -          |
| Ryzyko obrażeń<br>AIS4+ [%] | 18          | 34   | 41   |            |            | 9           | 26  | 22  |            |            |

W pomiarze N, czyli przy napiętych wstępnie pasach, uzyskano najmniejsze wartości wskaźników biomechanicznych dla obu manekinów. Potwierdzono korzyści wynikające z wprowadzania napinaczy do pasów bezpieczeństwa na tylnych siedzeniach [15,16]. Wartości HIC<sub>36</sub> dla manekina P10 osiągają ok. 50 % wartości granicznych. Ryzyko ciężkich obrażeń (AIS3+) głowy manekina M50 jest 5-krotnie mniejsze w pomiarze N niż w pomiarze L. W przypadku manekina P10 największe wartości wskaźników HIC<sub>36</sub> i C<sub>Acc</sub> uzyskano w pomiarze S. Są one nieznacznie większe niż w pomiarze L. W ostatnim wierszu tabeli 6 zostały podane wyniki obliczeń ryzyka obrażeń, które uwzględnia stan obciążenia głowy, klatki piersiowej i szyi. Obliczenia wykonano wg metodyki opisanej w pracach [11, 19].

**Praca została wykonana w ramach projektu N N509 559640, finansowanego ze środków Narodowego Centrum Nauki**

## Literatura

- [1] ADAM, T. and UNTAROIU, C.D.: *Identification of Occupant Posture Using a Bayesian Classification Methodology to Reduce the Risk of Injury in a Collision*. Transportation Research, Part C 19, 2011, pp. 1078-1094.
- [2] BREADY, J.E., NORDHAGEN, R.P., and KENT, R.W.: *Seat Belt Survey: Identification and Assessment of Noncollision Markings*. SAE Paper 1999-01-0441.
- [3] CICHOS, D., OTTO, M., ZÖLSCH, S., CLAUSNITZER, S., VETTER, D., PFEIFFER, G., DE VOGEL, D. and SCHAAR, O.: *Crash Analysis Criteria Description*. Ver. 2.3., Arbeitskreis Messdatenverarbeitung Fahrzeugsicherheit, Germany, 2011.
- [4] COHEN, A. and EINAV, L.: *The Effects of Mandatory Seat Belt Laws on Driving Behavior and Traffic Fatalities*, Discussion Paper No. 341, 11/2001 (Revised 08/2002).
- [5] FORET-BRUNO, J-Y., TROSSEILLE, X., LECOZ, Y., BENDJELLAL, F., STEYER, C., PHALEMPIN, T., VILLEFORCEIX, D., DANDRES, P. and GOT, C.: *Thoracic Injury Risk in Frontal Car Crashes with Occupant Restrained with Belt Load Limiter*. SAE Technical Paper 983166, 1998.

- [6] GIBSON, T., FILDES, B., DEERY, H., SPARKE, L., BENETATOS, E., FITZHARRIS, M., MCLEAN, J. and VULCAN P.: *Improved side impact protection: a review of injury patterns, injury tolerance and ATD measurement capabilities*. Monash University Accident Research Centre, Report No. 148., 2001.
- [7] GIBSON, T., BENETATOS, E., NEWSTEAD, S. and FILDES, B.: *Improved side impact protection: The Development of Injury Assessment Functions*. Proc. of the 17th ESV Conference. Amsterdam, 2001.
- [8] HACKNEY, J.R. and KAHANE, C.J.: *The New Car Assessment Program: Five Star Rating System and Vehicle Safety Performance Characteristics*. SAE Technical Paper 950888, 1995.
- [9] JANSSEN, W.: *Seat belt wearing and driving behaviour: An instrumented-vehicle study*. Accident Analysis and Prevention, vol. 26(2), 1994.
- [10] ŁABĘCKA, M., ŻABA, CZ., LORKIEWICZ-MUSZYŃSKA, D., ŚWIDERSKI, P., MULARSKI, A., KOŁOWSKI, J.: *Obrażenia śmiertelne narządów szyi spowodowane zapiętymi pasami bezpieczeństwa (Fatal injuries of organs situated in the neck caused by fastened seat belts)*, Arch. Med. Sąd. Kryminol., 2011, LXI, Prace Kazyistyczne/ Case Reports 2011, pp. 170-175.
- [11] National Highway Traffic Safety Administration: *New Car Assessment Program*. Federal Register Vol. 73, No. 134, USA 2008.
- [12] *Seat-belts and child restraints: a road safety manual for decision-makers and practitioners*. FIA Foundation for the Automobile and Society, London, 2009.
- [13] VIANO, D.C. and LAU, I.V.: *Thoracic Impact: A Viscous Tolerance Criterion*, Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Conference on Experimental Safety Vehicles, 1985, pp. 104-114.
- [14] WICHER, J.: *Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego (The safety of automotive vehicles and road traffic)*. WKŁ, Warszawa 2012.
- [15] ZELLMER, H., LÜHRS, S. and BRÜGGEMANN, K.: *Optimized Restraint Systems for Rear Seat Passengers*. The 16<sup>th</sup> International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Canada 1996.
- [16] ŻUCHOWSKI, A. and JACKOWSKI, J.: *Analysis of Properties of Operation of the Supporting Equipment for the Seat Belts*. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1, 2011, pp. 697-704.
- [17] ŻUCHOWSKI, A., PROCHOWSKI, L.: *Analiza porównawcza obciążeń dynamicznych, działających na dzieci i osoby dorosłe, podczas uderzenia samochodu osobowego w przeszkodę (Comparative analysis of the dynamic loads acting on children and adults during an impact of a passenger car against an obstacle)*. Proceedings of the 8th International Conference "Motor Vehicle Safety Problems", Kielce, 2012, pp. 371-378.
- [18] ŻUCHOWSKI, A. and PROCHOWSKI, L.: *The analysis of safety of rear seat passengers of a passenger car during the road accident*. The Archives of Automotive Engineering, No. 3, 2011, pp. 81-96.
- [19] ŻUCHOWSKI, A.: *Risk of Injury for the Front and Rear Seat Passengers of the Passenger Cars in Frontal Impact*. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 19, No. 3, 2012, pp. 507-518.
- [20] www.nhtsa.gov: *Final Report – Test Number 050506-2*. Vehicle Research and Test Center, East Liberty, USA, 2005).