



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ

ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА  
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Славица Д. Мачужић Савелић

**РАЗВОЈ МОДЕЛА ЗА ОЦЕНУ  
ОСЦИЛАТОРНЕ УДОБНОСТИ ВОЗИЛА**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2022.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

FACULTY OF ENGINEERING  
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Slavica D. Mačužić Saveljić

**DEVELOPMENT OF A MODEL FOR  
OSCILLATORY VEHICLE COMFORT  
ASSESSMENT**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2022.

<b>Аутор</b>
Име и презиме: Славица Мачужић Савелић
Датум и место рођења: 08.01.1989., Рашка
Садашње запослење: Асистент
<b>Докторска дисертација</b>
Наслов: Развој модела за оцену осцилаторне удобности возила
Број страница: 194
Број слика: 114
Број библиографских података: 291
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): 629.015:534.17 (Моторна возила. Механичке и динамичке интеракције са возилом. Ефекти вибрација)
<b>Ментор:</b> др Јованка Лукић, редовни професор Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
<b>Оцена и одбрана</b>
Датум пријаве теме: 07.06.2019. године.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске/уметничке дисертације:
Већа за техничко-технолошке науке Универзитета у Крагујевцу IV-04-806/11 од 09.10.2019. године.
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Јованка Лукић, ред. проф., Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, уже научне области: Моторна возила, Друмски саобраћај;</li> <li>2. Др Данијела Милорадовић, ванр. проф., Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, уже научна област: Моторна возила;</li> <li>3. Др Јасна Глишовић, ванр. проф., Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, уже научна област: Моторна возила и мотори;</li> <li>4. Др Драган Тарановић, ванр. проф., Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, уже научна област: Моторна возила и мотори;</li> <li>5. Др Драган Ружић, ванр. проф., Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду, уже научна област: Моторна возила и мотори СУС.</li> </ol>
Комисија за оцену и одбрану докторске/уметничке дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Данијела Милорадовић, ред. проф., Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, уже научна област: Моторна возила и мотори;</li> <li>2. Др Јасна Глишовић, ред. проф., Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, уже научна област: Моторна возила и мотори;</li> <li>3. Др Ненад Филиповић, ред. проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, уже научне области: Примењена механика, Примењена информатика и рачунарско инжењерство;</li> <li>4. Др Бранко Арсић, доцент, Природно-математичког факултета Универзитета у Крагујевцу, уже научна област: Примењено рачунарство;</li> <li>5. Др Драган Ружић, ванр. проф., Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду, уже научна област: Моторна возила и мотори СУС.</li> </ol>
Датум одбране дисертације:

## **ЗАХВАЛНИЦА**

*Докторска дисертација је настала као резултат вишегодишњег научно-истраживачког рада у предметној области, као и резултат пројекта „Истраживање безбедности возила као дела кибернетског система: Возач-Возило-Окружење – TR35041“ финансираног од стране Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије.*

*Захвалност дугујем ментору, професорки др Јованки Лукић, која ми је превасходно омогућила да postanем део истраживачког тима на поменутом пројекту. Дугујем јој захвалност на томе што је прихватила да буде мој ментор и омогућила ми да се бавим облашћу коју волим. Такође јој се захваљујем на свим коментарима и сугестијама који су помогли да ова докторска дисертација изгледа што квалитетније. Захваљујем се и осталим члановима комисије на свом доприносу.*

*Захвална сам свим колегама, пријатељима и кумовима, као и рођаку Миленку Матићу, који су издвојили драгоцену време и учествовали у извођењу експеримента ове докторске дисертације.*

*Посебну захвалност дугујем доценту др Бранку Арсићу на помоћи и сугестијама око израде модела вештачке неуронске мреже за оцену осцилаторне удобности возила.*

*Највећу захвалност дугујем супругу др Игору Савелићу на несебичној помоћи око статистичке обраде података и учествовању у извођењу експеримента. Највише му се захваљујем на подршци, разумевању и љубави којом ми је помогао да наставим даље када ми је за то било најтеже.*

*На крају се захваљујем својим родитељима који су увек имали веру у мене.*

*У Крагујевцу,  
2022. године*

*Славица Мачужић Савелић,  
маст.инж.маш.*

## РЕЗИМЕ

Осцилаторна удобност возила, као комплексан проблем, последњих неколико деценија привлачи пажњу великог броја истраживача. Развојем индустријских машина и моторних возила, почела су проучавања негативног утицаја дејства вибрација на тело човека. Дуготрајно излагање вибрацијама у различитим правцима деловања, фреквенцији или амплитуди, прво почиње малом неудобношћу, а касније доводи до смањења радне способности и угрожавања здравља. Биодинамичка истраживања понашања тела човека, поред субјективних метода, имају веома важну улогу у анализи и предвиђању осцилаторне удобности возила. Ова истраживања су веома корисна, јер с једне стране омогућавају формирање биодинамичких модела, док са друге стране омогућавају анализу вибрација које се преносе на тело возача и путника.

Биодинамичка функција фреквентног одзива седиште-глава СТНТ (енг. *Seat-to-head transmissibility* - СТНТ) описује меру пренетих вибрација кроз тело возача и као таква је коришћена као објективан показатељ осцилаторне удобности. У оквиру спроведених истраживања, а у циљу генерисања случајних широкопојасних вибрација, коришћен је хидраулички пулзатор. Испитаници (20 мушкараца и 10 жена) су били изложени случајним широкопојасним вибрацијама целог тела у правцу једне осе (подужно или вертикално) и у правцу више оса (истовремено у подужном и вертикалном правцу). Амплитуде побуде су вариране ( $0,45 \text{ m/s}^2$ ;  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  - *ефективна вредност*) у фреквентном опсегу 0,1 Hz - 20 Hz. Проучаван је утицај промена угла нагиба наслона седишта ( $90^\circ$ ,  $100^\circ$  и  $110^\circ$ ) на СТНТ одзив тела човека. Добијене функције фреквентног одзива тела помогле су у идентификацији релевантних фактора који имају највећи утицај на осцилаторну удобност возача.

На основу добијених експерименталних резултата формиран је модел за оцену осцилаторне удобности возила помоћу рекурентних неуронских мрежа. Модел узима у обзир пол, антропометријске карактеристике испитаника, карактеристике побуде (амплитуду, фреквентни опсег и правац дејства), као и услове седења. Коефицијент корелације између експерименталних резултата и резултата модела неуронске мреже је био преко 98% у све три фазе (тренинга, валидације и тестирања). Предност оваквог модела је у томе што, на бази великог броја података којим је модел обучен, он има могућност да предвиди функцију фреквентног одзива тела човека за било коју вредност амплитуде, правца побуде и угла нагиба наслона седишта и да на основу ефективних вредности пондерисаног убрзања (применом стандарда SRPS ISO 2631-1:2014), изврши оцену осцилаторне удобности испитаника.

**Кључне речи:** вибрације целог тела, функција фреквентног одзива седиште-глава, осцилаторна удобност возила, вештачка неуронска мрежа

## ABSTRACT

Oscillating vehicle comfort, as a complex problem, has attracted the attention of a large number of researchers in the last few decades. The development of industrial machines and motor vehicles has begun to study the negative impact of vibrations on the human body. Prolonged exposure to vibrations in different directions of action, frequency, or intensity, first begins with a small discomfort and later leads to a decrease in work ability and endangering health. Biodynamic studies of human body behavior, exposed to whole body vibration, in addition to subjective methods, have a very important role in analyzing and predicting the oscillatory comfort of vehicles. These researches are very useful, because on the one hand they enable the formation of biodynamic models, while on the other hand they enable the analysis of vibrations transmitted to the body of the driver and passengers.

The biodynamic seat-to-head transfer function (STHT) describes a measure of transmitted vibrations through the driver's body and as such has been used as an objective indicator of oscillatory comfort. A hydraulic pulsator was used in order to cause random wide-band vibrations. Subjects (20 men and 10 women) were exposed to random broadband vibrations to single axis (fore-and-aft or and vertical) and to multi-axis (simultaneously fore-and-aft and vertical). Excitation amplitudes were varied ( $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  and  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. – root mean square) in the frequency range 0,1 - 20 Hz. The influence of changes in the angle of inclination of the seat back ( $90^\circ$ ,  $100^\circ$  and  $110^\circ$ ) on the STHT response of the human body was studied. The obtained frequency response functions of the body helped to identify the relevant factors that have the greatest influence on the oscillatory comfort of the driver.

Based on the obtained experimental results, a model for evaluating the oscillatory comfort of the vehicle using recurrent neural networks was created. The model takes into account the gender, anthropometric characteristics of the subjects, characteristics of excitation: amplitude, frequency range and direction of vibration, as well as sitting conditions. The correlation coefficient between experimental results and neural network model was over 98% in all three phases (training, validation, testing). The advantage of such a model is that, on the basis of a large amount of data with which the model is trained, it has the ability to predict the frequency response function of the human body for any value of the amplitude and direction of excitation, the angle of the seat back and the basis of the effective values of the weighted acceleration (using the standard SRPS ISO 2631–1:2014), evaluate the subject's oscillatory comfort.

**Keywords:** whole body vibration, seat-to-head transfer function, oscillatory vehicle comfort, artificial neural network

## САДРЖАЈ

<b>1</b>	<b>УВОД.....</b>	<b>1</b>
1.1	ПРЕДМЕТ И ЦИЉ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ .....	1
1.2	ХИПОТЕЗЕ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ .....	3
1.3	МЕТОДЕ У ИСТРАЖИВАЊУ .....	4
1.4	ПРЕГЛЕД ОСТВАРЕНИХ РЕЗУЛТАТА У ПОДРУЧЈУ ИСТРАЖИВАЊА .....	4
1.4.1	<i>Експериментална истраживања.....</i>	<i>4</i>
1.4.1.1	Истраживање утицаја врсте побуде .....	4
1.4.1.2	Према месту испитивања .....	7
1.4.1.3	Према правцу деловања побуде .....	10
1.4.1.4	Према примењеној методи.....	15
1.4.1.5	Према положају тела .....	16
1.4.2	<i>Моделска истраживања .....</i>	<i>17</i>
1.4.2.1	Димензија модела .....	17
1.4.2.2	Конфигурација модела .....	23
1.4.2.3	Идентификација модела .....	28
<b>2</b>	<b>УТИЦАЈ ВИБРАЦИЈА НА ВОЗАЧА .....</b>	<b>36</b>
2.1	КАРАКТЕРИСТИКЕ ВИБРАЦИЈА .....	36
2.1.1	<i>Интензитет вибрација .....</i>	<i>36</i>
2.1.2	<i>Фреквенција вибрација .....</i>	<i>37</i>
2.1.3	<i>Дужина трајања вибрација.....</i>	<i>37</i>
2.1.4	<i>Временски/фреквентни домен.....</i>	<i>38</i>
2.2	ОДГОВОР ТЕЛА ЧОВЕКА НА ДЕЈСТВО ВИБРАЦИЈА .....	38
2.3	НЕУДОБНОСТ ВОЗАЧА И УТИЦАЈНИ ФАКТОРИ .....	40
2.4	ОСЦИЛАТОРНА НЕУДОБНОСТ .....	45
<b>3</b>	<b>ИНДИКАТОРИ ЗА ОЦЕНУ ПРЕНЕТИХ ВИБРАЦИЈА НА ВОЗАЧА .....</b>	<b>46</b>
3.1	МЕТОДЕ ЗА ПРОУЧАВАЊЕ НЕУДОБНОСТИ ВОЗАЧА .....	46
3.2	СТАНДАРДИ ЗА МЕРЕЊЕ ВИБРАЦИЈА ЦЕЛОГ ТЕЛА.....	47
3.3	ЗАКОНСКА РЕГУЛАТИВА ВЕЗАНА ЗА ДЕЈСТВО ВИБРАЦИЈА НА ТЕЛО ЧОВЕКА.....	50
3.4	ФУНКЦИЈЕ БИОДИНАМИЧКОГ ОДГОВОРА.....	50
3.5	ФАКТОРИ КОЈИ УТИЧУ НА БИОДИНАМИЧКИ ОДГОВОР ТЕЛА.....	52
3.5.1	<i>Маса тела.....</i>	<i>52</i>
3.5.2	<i>Пол.....</i>	<i>53</i>

3.5.3	<i>Положај руку</i> .....	54
3.5.4	<i>Ослањање стопала</i> .....	54
3.5.5	<i>Наслон седишта</i> .....	55
3.5.6	<i>Врсте, интензитет и фреквентни садржај побуде</i> .....	58
<b>4</b>	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА ОДЗИВА ТЕЛА ЧОВЕКА У МОТОРНОМ ВОЗИЛУ НА ВИБРАЦИЈЕ</b> .....	<b>61</b>
4.1	МЕРНА ОПРЕМА.....	61
4.2	ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТА .....	63
4.3	ОБРАДА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ПОДАТАКА .....	65
4.4	ПОДУЖНЕ ВИБРАЦИЈЕ .....	68
4.4.1	<i>Резултати мерења за мушке и женске испитанике</i> .....	69
4.5	ВЕРТИКАЛНЕ ВИБРАЦИЈЕ .....	82
4.5.1	<i>Резултати мерења за мушке и женске испитанике</i> .....	82
4.6	ВИШЕОСНЕ ВИБРАЦИЈЕ .....	91
4.6.1	<i>Резултати мерења за мушке и женске испитанике</i> .....	91
4.7	СТАТИСТИЧКА АНАЛИЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ПОДАТАКА.....	100
4.7.1	<i>Статистичка анализа побуде у вертикалном правцу (мушки испитаници) ..</i> .....	102
4.7.2	<i>Статистичка анализа побуде у подужном правцу (мушки испитаници) .</i>	106
4.7.3	<i>Статистичка анализа вишеосне побуде (мушки испитаници) .....</i>	110
4.7.4	<i>Статистичка анализа – утицај пола</i> .....	113
4.7.5	<i>Факторска анализа утицајних величина за мушке испитанике за подужни, вертикални и вишеосни правац побуде</i> .....	115
4.7.6	<i>Статистичка анализа вертикалне, подужне и вишеосне побуде (женски испитаници) .....</i>	117
4.7.7	<i>Факторска анализа утицајних величина за женске испитанике за подужне, вертикалне и вишеосне побуде</i> .....	119
4.8	ОЦЕНА ОСЦИЛАТОРНЕ УДОБНОСТИ .....	120
<b>5</b>	<b>МОДЕЛ ЗА ОЦЕНУ ОСЦИЛАТОРНЕ УДОБНОСТИ</b> .....	<b>131</b>
5.1	ПРЕДВИЂАЊЕ НА ПРИНЦИПУ ВРЕМЕНСКЕ СЕРИЈЕ .....	131
5.1.1	<i>ARIMA</i> .....	134
5.1.2	<i>Facebook Prophet</i> .....	137
5.1.3	<i>Неуронске мреже</i> .....	138
5.1.3.1	Перцептрон .....	140
5.1.3.2	Типови активационих функција .....	140



5.1.3.3	Неуронске мреже без повратних веза .....	143
5.1.3.4	Неуронске мреже са повратним везама .....	143
5.1.3.5	Учење неуронских мрежа .....	144
5.1.4	<i>Дубоке неуронске мреже</i> .....	145
5.1.4.1	Вишеслојни перцептрон .....	146
5.1.4.2	Рекурентне неуронске мреже .....	146
5.1.4.3	Конволуционе неуронске мреже .....	149
5.2	ИЗРАДА МОДЕЛА ЗА ОЦЕНУ ОСЦИЛАТОРНЕ УДОБНОСТИ ПРИМЕНОМ ВЕШТАЧКИХ НЕУРОНСКИХ МРЕЖА .....	149
<b>6</b>	<b>ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА .....</b>	<b>166</b>
6.1	ДОПРИНОС АУТОРА .....	170
6.2	ПОТВРЂИВАЊЕ ПОСТАВЉЕНИХ ХИПОТЕЗА .....	170
6.3	ОГРАНИЧЕЊА ПРИ РЕАЛИЗАЦИЈИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ .....	171
6.4	ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА .....	171
<b>7</b>	<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>173</b>
	<b>ПРИЛОГ А</b>	

## СПИСАК СЛИКА

<b>Слика 1.1.</b> Континуални модели у стојећем положају (Zhang et al., 2019a) .....	25
<b>Слика 2.1.</b> Поступак мерења вибрација (адаптирано према Goyal & Pabla, 2016).....	37
<b>Слика 2.2.</b> Основне величине за мерење и описивање вибрација (адаптирано према Griffin, 1990) .....	37
<b>Слика 2.3.</b> Илустрација конвертовања сигнала из временског у фреквентни домен.....	38
<b>Слика 2.4.</b> Кључни елементи истраживања одзива тела човека на деловање вибрације .....	39
<b>Слика 2.5.</b> Карактеристичне вредности фреквенција и ефекти вибрација на тело .....	39
<b>Слика 2.6.</b> Координатни системи за: а) седећи, б) стојећи и в) лежећи положај тела према стандарду ISO 2631-1:1997; $x$ оса – леђа/груди; $y$ оса – десна/лева страна; $z$ оса – стопало/глава.....	40
<b>Слика 2.7.</b> Седам нивоа континуалне скале оцењивања (Gyi & Porter, 1998) .....	41
<b>Слика 2.8.</b> Ебе-ов модел укупне неудобности у седиштима аутомобила (Mansfield, 2004) .....	43
<b>Слика 2.9.</b> Допуњена верзија Ебе-овог модела (Mansfield, 2005) .....	45
<b>Слика 3.1.</b> Утицај три услова наслона за подршку леђима на средње СТНТ одзиве 12 испитаника (руке у крилу: побуда: $1,0 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ ) (Wang et al., 2006a).....	56
<b>Слика 3.2.</b> Утицај величине интензитета побуде ( $E_1=0,45 \text{ m/s}^2$ , $E_2=0,90 \text{ m/s}^2$ , $E_3=1,80 \text{ m/s}^2$ ) на средње вредности функције фреквентног одзива СТНТ код осам испитаника са рукама на точку управљача и подршком за леђа;.....	59
<b>Слика 4.1.</b> Блок шема електрохидрауличког система хидродинамичког пулзатора (Despotovic et al., 2009).....	62
<b>Слика 4.2.</b> Шематски приказ мерне инсталације.....	64
<b>Слика 4.3.</b> Положај испитаника током експеримента.....	65
<b>Слика 4.4.</b> Поређење средњег СТНТ одзива у вертикалном правцу са ISO 5982:2019 стандардом за случај вертикалне побуде .....	66
<b>Слика 4.5.</b> Поређење средњег СТНТ одзива у вертикалном правцу са резултатима других аутора за случај вертикалне побуде .....	67
<b>Слика 4.6.</b> Поређење средњег СТНТ одзива у подужном правцу са резултатима других аутора за случај подужне побуде .....	67
<b>Слика 4.7.</b> Поређење средњег СТНТ одзива у подужном правцу са резултатима других аутора за случај вишеосне побуде.....	68
<b>Слика 4.8.</b> СТНТ одзиви у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	69
<b>Слика 4.9.</b> Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	70

<b>Слика 4.10.</b> СТНТ одзиви у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	70
<b>Слика 4.11.</b> Средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	71
<b>Слика 4.12.</b> СТНТ одзиви у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	71
<b>Слика 4.13.</b> Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	72
<b>Слика 4.14.</b> СТНТ одзиви у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	73
<b>Слика 4.15.</b> Средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $90^\circ$ ).....	73
<b>Слика 4.16.</b> СТНТ одзиви у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $100^\circ$ ).....	74
<b>Слика 4.17.</b> Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s. и угао нагиба наслона седишта $100^\circ$ ) .....	75
<b>Слика 4.18.</b> СТНТ одзиви у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $100^\circ$ ).....	75
<b>Слика 4.19.</b> Средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s. и угао нагиба наслона седишта $100^\circ$ ) .....	76
<b>Слика 4.20.</b> СТНТ одзиви у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $100^\circ$ ).....	77
<b>Слика 4.21.</b> Средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $100^\circ$ ).....	77
<b>Слика 4.22.</b> СТНТ одзиви у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда $0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта $100^\circ$ ).....	78
<b>Слика 4.23.</b> Средње вредности амплитуда СТНТ одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде $0,45 \text{ m/s}^2$ , $0,8 \text{ m/s}^2$ и $1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s., угао нагиба наслона седишта од $100^\circ$ ) .....	78





<b>Слика 4.52.</b> Утицај ВМІ на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	103
<b>Слика 4.53.</b> Утицај висине испитаника на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	104
<b>Слика 4.54.</b> Утицај висине тела у седећем положају на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	105
<b>Слика 4.55.</b> Утицај година старости на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	105
<b>Слика 4.56.</b> Утицај ВМІ на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	107
<b>Слика 4.57.</b> Утицај висине на резонантне фреквенције за 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	107
<b>Слика 4.58.</b> Утицај висине тела у седећем положају на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	108
<b>Слика 4.59.</b> Утицај година старости на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	109
<b>Слика 4.60.</b> Утицај ВМІ на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	110
<b>Слика 4.61.</b> Утицај висине на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	111
<b>Слика 4.62.</b> Утицај висине тела у седећем положају на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	112
<b>Слика 4.63.</b> Утицај година старости на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу.....	112
<b>Слика 5.1.</b> Вештачка интелигенција, машинско учење и дубоко учење (Eletter & Yaseen, 2010).....	131
<b>Слика 5.2.</b> Предвиђање производње путничких моторних возила у хиљадама у Великој Британији (Hyndman & Khandakar, 2008).....	132
<b>Слика 5.3.</b> Бруто национални доходак Сједињених Америчких Држава (лево) и дневна промена (десно) (Paige & Trindade, 2010).....	136
<b>Слика 5.4.</b> Структура биолошког неурона (Радовић, 2015).....	139

<b>Слика 5.5.</b> Модел вештачког неурона (прилагођено према Siddique et al., 2018) .....	139
<b>Слика 5.6.</b> Блок шема неуронске мреже .....	141
<b>Слика 5.7.</b> Линеарна активациона функција (Feng et al., 2019).....	141
<b>Слика 5.8.</b> Примери активационих функција: а) сигмоидна; б) тангентна; в) ректификована линеарна; г) ректификована линеарна са пропуштањем (Feng et al., 2019) .....	143
<b>Слика 5.9.</b> Неуронске мреже без повратних веза (адаптирано према Che et al., 2011)	143
<b>Слика 5.10.</b> Неуронске мреже са повратним везама (адаптирано према Che et al., 2011) .....	144
<b>Слика 5.11.</b> Модел дубоког учења са стековима једноставних модула (Tur et al., 2012) .....	145
<b>Слика 5.12.</b> Вишеслојни перцептрон (Gardner & Dorling, 1998).....	146
<b>Слика 5.13.</b> Стандардна RNN архитектура (Madaeni et al., 2021).....	147
<b>Слика 5.14.</b> Основна GRU архитектура (Cho et al., 2014).....	147
<b>Слика 5.15.</b> Основна LSTM архитектура (Hochreiter & Schmidhuber, 1997) .....	148
<b>Слика 5.16.</b> Типична архитектура конволуцијских неуронских мрежа (Fakhrulddin et al., 2017) .....	149
<b>Слика 5.17.</b> Шема рекурентне неуронске мреже .....	150
<b>Слика 5.18.</b> Претварање временске серије у проблем надгледаног учења .....	151
<b>Слика 5.19.</b> Креирање лажних променљивих .....	152
<b>Слика 5.20.</b> Оригинадне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај подужне побуде (Macuzic Saveljic et al., 2022).....	153
<b>Слика 5.21.</b> Оригинадне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај подужне побуде.....	153
<b>Слика 5.22.</b> Оригинадне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај подужне побуде .....	154
<b>Слика 5.23.</b> Оригинадне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај подужне побуде.....	154
<b>Слика 5.24.</b> Криве губитака током фаза тренинга и валидације за побуду напред-назад .....	155
<b>Слика 5.25.</b> Оригинадне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вертикалне побуде.....	155
<b>Слика 5.26.</b> Оригинадне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вертикалне побуде .....	156
<b>Слика 5.27.</b> Оригинадне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вертикалне побуде.....	156
<b>Слика 5.28.</b> Оригинадне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вертикалне побуде .....	157
<b>Слика 5.29.</b> Криве губитака током фаза тренинга и валидације за вертикалну побуду .....	157

<b>Слика 5.30.</b> Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вишеосне побуде .....	158
<b>Слика 5.31.</b> Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вишеосне побуде .....	158
<b>Слика 5.32.</b> Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вишеосне побуде .....	159
<b>Слика 5.33.</b> Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вишеосне побуде .....	159
<b>Слика 5.34.</b> Криве губитака током фаза тренинга и валидације за вишеосну побуду.	160
<b>Слика А.1.</b> Провера стационарности .....	192
<b>Слика А.2.</b> ARIMA модел .....	192
<b>Слика А.3.</b> Facebook Prophet модел .....	193
<b>Слика А.4.</b> LSTM модел .....	194
<b>Слика А.5.</b> RMS модел .....	194



## СПИСАК ТАБЕЛА

<b>Табела 1.1.</b> Преглед објављених радова из области утицаја вертикалних вибрација на тело човека (Mandapuram, 2012).....	12
<b>Табела 1.2.</b> Преглед објављених радова из области утицаја хоризонталних вибрација на тело човека (Mandapuram, 2012).....	13
<b>Табела 1.3.</b> Преглед објављених радова из области утицаја вишеосних вибрација на тело човека .....	15
<b>Табела 1.4.</b> Кратак преглед одабраних модела концентрисаних параметара (Rakheja et al., 2020b) .....	18
<b>Табела 1.5.</b> Кратак преглед одабраних модела са више тела (Rakheja et al., 2020b) .....	20
<b>Табела 1.6.</b> Кратак преглед најчешће коришћених просторних биодинамичких модела човека (Verver, 2004) .....	21
<b>Табела 1.7.</b> Систематизација експерименталних услова у студијама које извештавају о функцији фреквентног одзива СТНТ тела човека у седећем положају изложеном вертикалној побуди (Rakheja, 2010; Rakheja et al., 2020a) .....	31
<b>Табела 1.8.</b> Систематизација експерименталних услова коришћених у студијама које се баве функцијом фреквентног одзива седиште-глава СТНТ тела човека у седећем положају при подужним вибрацијама .....	34
<b>Табела 2.1.</b> Ефекти на здравље човека изложеног вибрацијама целог тела (Rasmussen, 1982) .....	40
<b>Табела 3.1.</b> Вредности неудобности под дејством вибрација целог тела .....	48
<b>Табела 4.1.</b> Антропометријске карактеристике мушких испитаника .....	63
<b>Табела 4.2.</b> Антропометријске карактеристике женских испитаника .....	64
<b>Табела 4.3.</b> Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција мушких испитаника СТНТ одзива у подужном правцу за различите углове нагиба наслона седишта .....	100
<b>Табела 4.4.</b> Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција мушких испитаника СТНТ одзива у вертикалном правцу за различите углове нагиба наслона седишта .....	100
<b>Табела 4.5.</b> Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција женских испитаника СТНТ одзива у подужном правцу за различите углове нагиба наслона седишта.....	101
<b>Табела 4.6.</b> Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција женских испитаника СТНТ одзива у вертикалном правцу за различите углове нагиба наслона седишта.....	102
<b>Табела 4.7.</b> Зависност СТНТ одзива у вертикалном правцу и подужном правцу од резонантне фреквенције за угао нагиба наслона седишта од 90° .....	114
<b>Табела 4.8.</b> Зависност СТНТ одзива у вертикалном правцу и подужном правцу од резонантне фреквенције за угао нагиба наслона седишта од 110° .....	114
<b>Табела 4.9.</b> Анализа варијансе за случај подужне побуде за 20 мушких испитаника..	115

<b>Табела 4.10.</b> Анализа варијансе за случај побуде у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника.....	116
<b>Табела 4.11.</b> Анализа варијансе за случај вишеосне побуде за 20 мушких испитаника .....	116
<b>Табела 4.12.</b> Вертикална побуда – $R^2$ вредности за СТНТ одзив у подужном правцу за 10 женских испитаника .....	117
<b>Табела 4.13.</b> Хоризонтална побуда – $R^2$ вредности за СТНТ одзив у подужном правцу за 10 женских испитаника .....	118
<b>Табела 4.14.</b> Вишеосна побуда – $R^2$ вредности за СТНТ одзив у подужном правцу за 10 женских испитаника .....	118
<b>Табела 4.15.</b> Анализа варијансе за случај побуде у подужном правцу за 10 женских испитаника.....	119
<b>Табела 4.16.</b> Анализа варијансе за случај побуде у вертикалне правцу за 10 женских испитаника.....	119
<b>Табела 4.17.</b> Анализа варијансе за случај побуде у вишеосном правцу за 10 женских испитаника.....	120
<b>Табела 4.18.</b> R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем подужне побуде за 20 мушких испитаника .....	121
<b>Табела 4.19.</b> R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вертикалне побуде за 20 мушких испитаника .....	123
<b>Табела 4.20.</b> R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вишеосне побуде за 20 мушких испитаника.....	125
<b>Табела 4.21.</b> R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем подужне побуде за 10 женских испитаника.....	127
<b>Табела 4.22.</b> R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вертикалне побуде за 10 женских испитаника .....	128
<b>Табела 4.23.</b> R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вишеосне побуде за 10 женских испитаника .....	129
<b>Табела 5.1.</b> Резултати <i>Dickey-Fuller</i> теста.....	135
<b>Табела 5.2.</b> Коефицијент корелације R у фазама тренинга, валидације и тестирања ..	152
<b>Табела 5.3.</b> Резултати предвиђања г.m.s. вредности убрзања мушког испитаника 20 за побуду у подужном правцу.....	161
<b>Табела 5.4.</b> Резултати предвиђања г.m.s. вредности убрзања мушког испитаника 20 за вертикалну побуду.....	161
<b>Табела 5.5.</b> Резултати предвиђања г.m.s. вредности мушког испитаника 20 за вишеосну побуду .....	162
<b>Табела 5.6.</b> Резултати предвиђања г.m.s. вредности убрзања женског испитаника 10 за побуду у подужном правцу.....	163
<b>Табела 5.7.</b> Резултати предвиђања г.m.s. вредности убрзања женског испитаника 10 за побуду у вертикалном правцу .....	163

<b>Табела 5.8.</b> Резултати предвиђања r.m.s. вредности убрзања женског испитаника 10 за вишеосну побуду.....	164
--	-----

## СПИСАК СКРАЋЕНИЦА И СТРАНИХ ИЗРАЗА

AM	Привидна маса (енг. <i>Apparent Mass</i> )
ANN	Вештачке неуронске мреже (енг. <i>Artificial Neural Networks</i> )
ANOVA	Анализа варијансе (енг. <i>Analysis of Variance</i> )
AR	Ауторегресивни (енг. <i>AutoRegressive</i> )
ARIMA	Ауторегресивни интегрисани модел покретног просека (енг. <i>Autoregressive Integrated Moving Average Model</i> )
BMI	Индекс телесне масе (енг. <i>Body Mass Index</i> )
CF	Вршни фактор (енг. <i>Crest factor</i> )
DOF	Степен слободe (енг. <i>Degree Of Freedom</i> )
DPMI	Механичка импеданса у тачки (енг. <i>Driving Point Mechanical Impedance</i> )
EVDV	Процењена вредност дозе вибрације (енг. <i>Estimated vibration dose value</i> )
MI	Механичка импеданса система (енг. <i>Mechanical Impedance</i> )
FFT	Брза Фуријеова трансформација (енг. <i>Fast Fourier Transform</i> )
GRU	Рекурентна јединица са капијама (енг. <i>Gated Recurrent Unit</i> )
Leaky ReLu	Исправљена линеарна активациона функција са пропуштањем (енг. <i>Leaky Rectified Linear Units</i> )
LSTM	Дуга краткорочна меморија (енг. <i>Long-Short Term Memory</i> )
MA	Покретни просек (енг. <i>Moving Average</i> )
r.m.s.	Ефективна вредност (енг. <i>Root Mean Square</i> )
ReLu	Исправљена (ректификована) линеарна активациона функција (енг. <i>Rectified Linear Units</i> )
RMSE	Средња квадратна грешка (енг. <i>Root-Mean-Square Error</i> )
RNN	Рекурентне неуронске мреже (енг. <i>Recurrent Neural Networks</i> )
STHT	Функција фреквентног одзива седиште-глава (енг. <i>Seat-to-Head Transmissibility</i> )
Tanh	Хиперболичка тангентна активациона функција (енг. <i>Hiperbolic Tangent Function</i> )
VDV	Вредност дозе вибрације (енг. <i>Vibration Dose Value</i> )
WBV	Вибрације целог тела (енг. <i>Whole Body Vibration</i> )

# 1.

## 1 УВОД

Развој аутомобилске индустрије, као и све оштрија и већа конкуренција међу произвођачима, диктира велику обавезу произвођачима у погледу испуњења како комплексних захтева корисника, тако и у погледу обезбеђења осећаја удобности и безбедности у возилу. Вибрације у возилу утичу на смањење удобности возача и путника изазивајући стрес и замор. Вибрације које се преносе од седишта кроз тело човека су повезане са појавом неугодности.

Проучавање ефеката вибрација на људски организам заснива се на истраживању штетног утицаја на здравље. На почетку истраживања, вршено је мерење излагању вибрацијама само у једном правцу, обично вертикалном ( $z$ ), због технолошких карактеристика мерне опреме. По садашњим критеријумима, оцена излагања тела човека вибрацијама, врши се у три правца: подужном, вертикалном и бочном (SRPS ISO 2631-1:2014).

Тело човека је сложен биомеханички систем. Његова осетљивост на вибрације зависи од више фактора: положаја тела, напетости мишића, фреквенције, амплитуде и правца деловања вибрација. Директни ефекти вибрација које делују на тело човека током дужих периода излагања могу обухватити озбиљно и трајно оштећење неких органа тела. Вибрације нису само инжењерски проблем, већ и здравствени. Последњих неколико деценија, велики број истраживача користи своје знање и искуство у циљу истраживања утицаја вибрација на тело човека и њиховог деловања на физичко и психичко стање човека.

### 1.1 ПРЕДМЕТ И ЦИЉ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

При пројектовању возила потребно је добро познавати начине преношења вибрација кроз тело човека како би се са аспекта осцилаторне удобности возило што боље конструисало. Осцилаторна удобност возила представља сложен проблем на који утиче више фактора: карактеристике пута, механичке карактеристике возила и брзина кретања возила. Систем еластичног ослањања има задатак да пренесе реактивне силе и моменте који се јављају између точка и пута на каросерију возила и да притом апсорбује и пригуши оне компоненте које би утицале на осцилаторну удобност путника. Минималан замор возача, односно путника, представља полазни услов при пројектовању система за ослањање возила, кабине и седишта (Filipović, 2006).

Тридесетих година прошлог века, са наглим развојем индустријских машина и моторних возила, уочени су негативни утицаји дејства вибрација на тело човека. Велики број истраживања у протеклим деценијама био је посвећен истраживању утицаја вибрација и ефеката на тело човека. Реакција тела човека на дејство вертикалних вибрација може се раздвојити на: перцепцију ниског степена вибрација, мучнину у току вожње, смањену удобност, нарушено здравље и ометање активности. Ови ефекти зависе од начина и

интензитета преношења вибрација кроз људско тело (биомеханичког одговора тела човека). Вибрације којима је возач у току процеса вожње изложен су:

- вибрације целог тела (енг. *whole body vibration*, WBV) - вибрације које се преко пода и преко седишта, преносе на цело тело возача,
- локалне, вибрације које се преко точка управљача преносе на руке.

Вибрације целог тела представљају један од узрочника обољења кичменог дела тела човека. Дуго излагање тела вертикалним вибрацијама може довести до штетних последица по мишићно-коштани систем, док вишеструко понављање може довести до развоја патолошких промена на кичменом стубу. Европска Унија је, у циљу смањења негативног утицаја вибрација на човека, 2002. године усвојила директиву 2002/44/ЕС у којој су дефинисани дозвољени нивои излагања вибрацијама тела човека у радним условима и одговарајуће безбедносне мере у циљу заштите здравља. Приликом анализирања вибрација, важно је у потпуности описати карактеристичне величине вибрација. За тело човека изложено вибрацијама важне су следеће карактеристичне величине побуде: фреквентни спектар, амплитуда, правац деловања и дужина излагања вибрацијама.

Тело човека је сложен и нелинеаран динамички систем. Одговор тела човека на деловање вибрације може се одредити на основу познавања интеракције између тела и контактне површине која вибрира. Утицај деловања вибрација на тело човека зависи од унутрашњих променљивих (утицај антропометријских карактеристика и др.) и спољашњих променљивих. Спољашње променљиве, које су карактеристичне за вибрације, су (Griffin, 1990):

- спектрална карактеристика побуде,
- трајање и
- правац и место деловања.

Излагање вибрацијама има различит утицај на тело човека, почев од појаве мале неудобности, па до смањења радног учинка и нарушавања здравља. Данас постоје смернице у међународном стандарду ISO 2631-1:1997 за дефинисање толеранције тела човека изложеног вибрацијама целог тела. За процену излагања високом нивоу вибрација и удара користи се стандард ISO 2631-5:2018. Вибрације које је тело човека апсорбовало доводе до мишићних контракција које могу да изазову замор мишића, нарочито при резонантним фреквенцијама. Вертикалне вибрације у опсегу 5 Hz - 10 Hz изазивају резонанцу у грудно - абдоминалном систему (4 Hz - 8 Hz у кичми, 20 Hz - 30 Hz у пределу главе, врата и рамена и 60 Hz - 90 Hz у оку), (Chaffin & Andersson, 1984).

Биодинамичка истраживања понашања тела човека, поред субјективних и објективних метода, имају веома значајну улогу за анализе и предвиђања осцилаторне удобности возила. Ова истраживања су веома корисна јер, са једне стране омогућују формирање биодинамичких модела тела, док са друге стране омогућују анализу вибрација пренетих на тело возача и путника. Мере динамичког одзива тела возача изложеног деловању вибрација могу се представити функцијама фреквентног одзива које се могу класификовати у две групе: функције фреквентног одзива које су одређене на основу мерења у различитим тачкама тела и на функције фреквентног одзива које су одређене на основу мерења у истој тачки. Функција фреквентног одзива седиште - глава STHT у систему седиште-возач представља однос убрзања главе човека и убрзања седишта у фреквентном домену, што је мера пренетих вибрација кроз тело возача и као таква ће се користити за формирање модела за оцену осцилаторне удобности. Истраживање утицаја

вибрација на главу је веома значајно, јер ако је као витални део тела изложена неугодности, ефекти вибрација, осим на замор и бол, директно утичу и на видно поље (Griffin, 1975).

Већ дуги низ година деловање вибрација на тело возача се истражује како у експлоатационим, тако и у лабораторијским условима. У лабораторијским условима могу се обезбедити стабилни параметри микро-окружења и поновљивост резултата. Функција СТНТ описује пренете вибрације кроз тело испитаника и може се одредити експерименталним путем и у лабораторијским и путним условима.

У оквиру ове докторске дисертације, на основу добијених лабораторијских података о понашању тела возача у различитим условима седења, биће утврђени релевантни фактори који утичу на одзив тела возача на вибрације у процесу вожње. Резултати лабораторијских истраживања ће бити полазна основа за анализу и утврђивање спреге између једноосних и вишеосних вибрација. На основу добијених резултата биће формиран модел применом метода вештачких неуронских мрежа (енг. *Artificial Neural Networks*, ANN) који ће, на бази утицајних фактора, бити у стању да изврши оцену осцилаторне удобности тела човека.

Предмет рада ове докторске дисертације је формирање модела за оцену осцилаторне удобности моторних возила. Циљ је да се применом овог модела објасни и предвиди понашање и одзив тела возача изложеног вибрацијама. Модел ће бити формиран на основу измерених одзива тела возача изложеног широкопојасним случајним вибрацијама. Утицајни фактори као што су: ниво побуде, положај седења, пол и антропометријске карактеристике испитаника, биће анализирани и имплементирани у моделу за оцену удобности. У досадашњим истраживањима развијен је велики број биодинамичких модела различитих конфигурација и нивоа сложености, али модела за оцену и процену осцилаторне удобности заснованих на методама вештачких неуронских мрежа је мало. Модел ће бити развијен, трениран и верификован експерименталним подацима добијеним током израде дисертације. Ово ће уједно и представљати основу за даљи ток проучавања утицаја вибрација на тело возача, што ће дати посебан значај овом научном истраживању.

Модел за оцену осцилаторне удобности може да се користи при пројектовању система који су значајни за оцену осцилаторне удобности. Развој и примена оваквих модела обезбедила би мање путних и лабораторијских испитивања. Развој нових модела возила би трајао краће, што би се одразило на ниже трошкове развоја и нижу цену новог возила. Очекивани резултати предложене докторске дисертације су:

- дефинисани услови седења са највећом осцилаторном удобношћу,
- дефинисани утицајни параметри и њихов ранг,
- развијен модел за оцену осцилаторне удобности заснован на методама вештачке интелигенције.

## 1.2 ХИПОТЕЗЕ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Основне хипотезе докторске дисертације од којих се пошло на основу постављеног циља истраживања и резултата других аутора у подручју истраживања, састоје се од следећих претпоставки:

- нелинеарност система седиште - возач условљена је условима седења,
- постоји спрега једноосних и вишеосних вибрација система седиште-возач,

- функција фреквентног одзива СТНТ даје реалан приказ мере пренетих вибрација кроз тело возача,
- функција фреквентног одзива СТНТ је објективан параметар за формирање модела за оцену осцилаторне удобности.

### **1.3 МЕТОДЕ У ИСТРАЖИВАЊУ**

У оквиру дисертације биће реализована емпиријска и теоријска истраживања. У раду ће се користити методе: анализе, синтезе, компарације, индуктивно-дедуктивне, експерименталне, узорковања, статистичке и моделирања.

Динамички одзив тела возача у овој докторској дисертацији биће првенствено одређен експериментално, у лабораторијским условима под утицајем случајних побуда, применом електро-хидрауличког пулзатора. Добијени мерни сигнали биће обрађени помоћу комерцијалног софтверског пакета, а статистичким методама биће анализирани сви резултати. Нумеричким методама биће развијен модел за оцену осцилаторне удобности возила применом метода машинског учења и његових алгоритама на бази добијених експерименталних резултата. Овако развијени модел биће у потпуности обучен да за различите антропометријске мере возача и побуде, одреди функције фреквентног одзива СТНТ.

### **1.4 ПРЕГЛЕД ОСТВАРЕНИХ РЕЗУЛТАТА У ПОДРУЧЈУ ИСТРАЖИВАЊА**

Прегледом литературе установљено је да се значајан број истраживања бавио утицајем вибрација, како на поједине делове тела, тако и на цело тело човека, у различитим окружењима. Анализирани објављени резултати су систематизовани најпре у две категорије: експериментална и моделска истраживања. У оквиру експерименталних истраживања литература је груписана према врсти побуде, месту испитивања, правцу деловања побуде, примењеној методи, положају тела итд. Објављени резултати моделских истраживања груписани су према: димензији, конфигурацији и начину идентификације параметара модела.

#### **1.4.1 Експериментална истраживања**

Експериментална истраживања, која се баве утицајем вибрација целог тела на осећај удобности човека, имају за циљ анализирање утицаја неке физичке величине на понашање или одговор испитаника. Заправо, ова истраживања служе да би се формирале криве једнаког опажања и како би се добили улазни подаци за формирање биодинамичких модела. До сада су спроведена и публикована бројна истраживања и у наредном делу поглавља дат је приказ литературе која је организована тако да се експериментална истраживања прво анализирају према врсти побуде, затим према месту испитивања, правцу деловања побуде, примењеној методи и према положају тела.

##### **1.4.1.1 Истраживање утицаја врсте побуде**

Велики број студија о неудобности изазваној вибрацијама користио је хармонијске побуде, које представљају најједноставнији облик вибрација. Променљиве карактеристике хармонијских вибрација мењају се у времену по хармонијском закону. Велики број процеса у природи се одвијају на хармонијски начин, па је од велике важности истраживање овог облика вибрација. С друге стране, вибрације које се јављају



током рада, путовања или свакодневног живота, често се описују као случајне, па је из тог разлога неопходно и њихово проучавање.

### Хармонијска побуда

Истраживање понашања тела човека под утицајем вертикалних синусоидних вибрација је испитивано у раду (Fairley et al., 1989). Резултати истраживања су били слични код синусоидних вибрација и случајних широкопојасних вибрација. Одзив тела човека је нелинеаран како за вертикалне вибрације, тако и за хоризонталне вибрације.

Аутори (Kjellberg et al., 1985b) су такође проучавали како се ефекти вибрација мењају као функција дужине излагања. Спроведена су три експеримента током којих су испитаници били изложени вертикалној синусној вибрацији различитог трајања. Први експеримент је обухватио побудну функцију која је трајала од 0,1 s до 4 s, и имала фреквенцију од 31,5 Hz и интензитета 1,1 m/s<sup>2</sup> и 2,3 m/s<sup>2</sup>. Функција побуде током другог експеримента је била исте фреквенције, али дужине трајања од 1 s до 128 s. Ова два експеримента су показала да се субјективни ефекти, линеарно повећавају са логаритамским трајањем излагања до 4 s. Након тог времена, ефекат дужине излагања се наставља повећавати, али много спорије. Трећи експеримент је обухватио фреквенцију побуде од 6,3 Hz, када се показало да нискофреквентна побуда показује спорији раст субјективних утицаја.

Истраживање биодинамичког одговора тела човека на синусне вибрације, као и утицај ефекта фреквенције синусних вибрација, био је предмет низа каснијих истраживања (Zimmermann & Cook, 1997; Boileau & Rakheja, 1998; Dormegnie et al., 2001; Gant et al., 2012).

Поред тога што се истраживања баве хармонијским побудама, кретања која се доживљавају у стварним ситуацијама никада нису у облику синусних функција и садрже шири опсег фреквенција. Технолошки разој опреме (пулзатора) и потребе да се резултати добијени за хармонијска кретања могу применити на различите типове кретања (ближе побудама које се јављају у стварном транспортном окружењу) условили су истраживање случајних побуда.

### Случајна побуда

За стационарну случајну вибрацију, просечни узорак током довољно дугог периода је независан од временског периода током којег је узорак узет. Неке експерименталне студије са синусном и стационарном случајном вибрацијом су истраживале да ли се одговор тела човека изложеног случајним вибрацијама може предвидети на основу знања о одговору на хармонијску синусну побуду. Познавање исхода таквих студија је неопходно да би се резултати синусоидних вибрација могли применити на окружења са случајним вибрацијама.

Аутори у раду (Nawayseh et al., 2003) су испитивали нелинеарни одзив тела дванаест мушкараца у седећем положају. Они су били изложени случајним вертикалним вибрацијама у фреквентном опсегу 0,25 Hz - 25 Hz за четири вредности побуде: 0,125 m/s<sup>2</sup>, 0,25 m/s<sup>2</sup>, 0,625 m/s<sup>2</sup> и 1,25 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Испитаници су у седећем положају имали различите удаљености стопала од пода возила, тако да површина контакта бутине и седишта није била код свих иста. Резултати су показали да је карактеристика нелинеарних одзива код тела човека запажена у свим положајима, али у мањем обиму код минималног контакта бутине и седишта. Смањена нелинеарност код контакта бутина и седишта указује на појаву оптерећења ткива седалног дела.

Вибрације које се појављују на целом телу представљају фактор ризика за појаву поремећаја доњег дела леђа (Slota et al., 2008a). Циљ овог истраживања је био да се измери ефекат вибрација на стабилност кичме у седећем положају. Двадесет здравих испитаника је било изложено случајним вибрацијама фреквентног опсега 2 Hz - 20 Hz и вредности убрзања од  $1,15 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Резултати су показали присуство укочености тела човека и кашњење рефлекса тела на седишту без наслона. Укоченост тела човека и спори рефлекси тела су знатно смањени приликом испитивања вибрација на седишту са наслоном. Многа истраживања су се бавила испитивањем утицаја вибрација на цело тело у циљу смањења појаве бола у лумбалном делу (Slota et al., 2008b). Циљ овог рада је био да се одреде промене у карактеристикама тела човека које су биле повезане са укоченошћу тела током излагања вертикалним вибрацијама у седећем положају. Тестиран је 21 здрав испитаник у седећем положају током 30 min излагања вертикалним вибрацијама. Фреквентни опсег је био 2 Hz - 20 Hz са интензитетом побуде од  $1,15 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Резултати су показали да су промене које су се догодиле у биомеханичким особинама тела током излагања вибрација у седећем положају утицале на повећање ризика повреда леђа.

Аутори су у раду (Hinz et al., 2010) спровели експерименталну студију изведену са 8 мушких испитаника који су седели на чврстом седишту са рукама на ослонцу. Изложени су случајним вибрацијама целог тела (интензитет:  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,90 \text{ m/s}^2$  и  $1,80 \text{ m/s}^2$ ) дуж једне и три осе. Одређене су све транслаторне и ротационе функције фреквентног одзива седиште-глава. Испитивани су утицаји фактора интензитета вибрације и броја праваца деловања на амплитуде и резонантне фреквенције одзива СТНТ. Генерално, кретање главе се одвија по константном обрасцу. Чини га комбинација ротационих и транслаторних кретања. Резултати су показали да криве фреквентног одзива седиште-глава показују зависност од интензитета вибрација и броја праваца у којима се врше побуде. Механичка својства меког ткива, релативна кретања делова тела и мишићне реакције изазивају нелинеарности вибрација главе.

Истраживања у раду (Brammer, 2010) показују да се резонанце људског тела крећу у границама 4 Hz - 6 Hz укључујући и доњи део кичме и карлице, док се за горњи део тела са кичменим стубом, резонанце крећу у границама 10 Hz - 14 Hz.

У раду (Zheng, 2012) је испитивано преношење вибрација на горњи део тела човека у седећем положају (односно кичме и карлице). Током вертикалних случајних побуда уочено је да су резонанце тела око 5 Hz. Са подужним побудама привидне масе (енг. *Apparent Mass*, AM) су показале резонанцу око 1 Hz, док се секундарна резонанца налазила у границама између 2 Hz и 3 Hz. Испитивању је подвргнуто 12 мушкараца у седећем положају који су били изложени случајним вертикалним вибрацијама фреквенције побуде 0,25 Hz - 20 Hz и амплитуде побуде од  $0,25 \text{ m/s}^2$ ,  $0,50 \text{ m/s}^2$  и  $1,0 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Испитаници су након експеримента потврдили да приликом вертикалних вибрација осећају бол у горњем делу леђа, док је са подужним вибрацијама осетљивост изражена мало испод карлице, која је уско повезана са вертикалним кретањем горњег дела тела.

У раду (Mandapuram, 2012) су истраживани биодинамички одговори тела човека изложеног вишеосним вибрацијама које су се преносиле са седишта на главу, руке и леђа испитаника. Одзив тела изложеног подужним, вертикалним и бочним вибрацијама открива значајне динамичке интеракције између горњег дела тела и наслона, осим између оних делова тела који се налазе на седалном делу седишта. Резултати су такође показали да вибрације које се преносе до тела су под утицајем присуства наслона, интензитета побуде и масе, док је утицај висине седишта скоро занемарљив.

Експериментално истраживање (Bhiwapurkar et al., 2019) је спроведено на симулатору вибрација, развијеном као макета железничког возила. У овом раду проучаван је утицај варијација у положају тела и интензитета вибрације на покрете главе у три транслаторна правца (подужном, бочном и вертикалном) са вибрацијом седишта у подужном правцу. Тридесет здравих мушких испитаника изложено је случајној вибрацији са три амплитуде побуде од  $0,4 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,2 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  у фреквентном опсегу  $1 \text{ Hz} - 20 \text{ Hz}$ . Анализирана је функција фреквентног одзива STHT за два положаја седења: усправни положај наслона и наслон нагнут напред под углом од  $20^\circ$  у односу на  $z$  осу. Студија потврђује да су измерени одговори на једноосне подужне побуде показали значајне реакције тела у правцу подужне и вертикалне осе. Повећање интензитета побуде довело је до смањења вршне вредности (максимума) функције фреквентног одговора STHT и одговарајуће резонанце, посебно када је присутан наслон за леђа. Овакво нелинеарно понашање се тумачи као нелинеарни ефекат омекшавања мишићне напетости при растућем интензитету вибрација. Употреба наслона за леђа значајно мења биодинамичке реакције тела у седећем положају, што се може приписати ограничењу услед присуства ослонца за леђа.

Студија (Ramalingam & Jebaseelan, 2019) је показала карактеристике вибрација четири модела седишта возила, са и без постављене масе тела коришћењем анализе коначних елемената. Правци случајне побуде вибрација били су бочни, подужни и вертикални, у опсегу фреквенција  $0 \text{ Hz} - 80 \text{ Hz}$  при амплитуди од  $1 \text{ m/s}^2$ . Утврђено је да је резонанца у зони кичменог стуба у опсегу  $10 \text{ Hz} - 12 \text{ Hz}$  и абдомена у опсегу  $4 \text{ Hz} - 8 \text{ Hz}$ , када се маса тела налази на седишту. Пренос вибрација на тело путника је проучаван на 11 позиција. Анализа случајних вибрација је спроведена да би се идентификовао ниво убрзања на седишту у возилу, које се кретало по углачаним и храпавим површинама пута. Приликом случајних побуда на путу са неравнинама, резултати средњих квадратних вредности убрзања седишта у возилу показују да се возач/путник осећа прилично неудобно. Да би се побољшала удобност у вожњи, крутост структуре седишта мора бити модификована.

Савремени правци истраживања утицаја вибрација на тело човека намећу анализу утицаја сложених, случајних вибрација, јер су корисници путничких возила свакодневно изложени овом типу вибрација. На основу приказане литературе, може се закључити да је људско понашање под утицајем случајних вибрација веома сложена појава. То је веома важан аспект у фази пројектовања новог возила, па анализа случајних вибрација резултира бољим разумевањем феномена вибрација и утицаја на тело човека.

#### 1.4.1.2 Према месту испитивања

У реалним условима експлоатације, корисници путничких возила су изложени случајним вибрацијама у подужном, бочном и вертикалном правцу. То заправо представља главни разлог да се, према месту испитивања вибрација спроведу два типа испитивања – лабораторијска и путна.

##### Лабораторијска испитивања

Лабораторијска испитивања осцилаторних особина тела човека изложеног вибрацијама су од изузетног значаја током пројектовања моторних возила. Предности рада у лабораторијским условима су те да се могу обезбедити стабилни параметри микро-окружења и поновљивост резултата. Одзив тела човека на дејство вертикалних вибрација је највише изражено у фреквенцијама између  $4 \text{ Hz}$  и  $8 \text{ Hz}$  (Parsons et al., 1988). Овај рад презентује серију лабораторијских експеримената који се баве перцепцијом вибрација целог тела. Дискутује се о природи апсолутних прагова перцепције и предлаже се метод одређивања прагова вибрација на основу теорије детекције сигнала.

Испитаници су били изложени синусној побуди у сва три правца (у опсегу фреквенција 2 Hz - 100 Hz) у седећем и стојећем положају. Такође, разматран је и случај лежећег положаја са побудом у вертикалном правцу (у опсегу фреквенција 10 Hz - 63 Hz). У додатним експериментима испитивани су и ефекти сложених случајних вибрација и ефекти трајања вибрација на границама перцепције.

Вибрације утичу на људско тело на много различитих начина јер одређене фреквенције имају негативне ефекте на различите делове тела (Griffin, 1990). Одзив тела човека на вибрације се може раздвојити на пет посебних стања која укључују: перцепцију ниског степена вибрација, мучнину у току вожње, смањену удобност, нарушено здравље и сметње у току вожње.

Аутори у раду (Hagen et al., 1985) су испитивали понашање кичме у односу на преношење вертикалних вибрација помоћу вибрационе платформе. У експерименту је учествовало 11 здравих испитаника. Мерна места су била глава и доњи део леђа. Установили су да се бол у кичми и лумбалном делу јавља при фреквенцијама 4 Hz - 5 Hz и 7 Hz - 10 Hz.

Експериментална истраживања показују одређену повезаност међу одзивима тела човека када су у питању вертикалне и подужне вибрације. У седећем опуштеном положају приликом деловања вертикалних вибрација на тело испитаника забележена је максимална вредност померања лумбалног пршљена L3 при побуди од 5 Hz (Pope et al., 1986). Приликом подужног кретања аутори рада Sandover и Dupuis (1987) су претпоставили да се дешава савијање кичме на резонанци од 4 Hz. Након дужег интензивног излагања тела вибрацијама јавља се благи бол лумбалних пршљенова, што су истраживања и показала у раду (Hanson et al., 1991). Обим физичких одговора тела на вибрације, као што су отежано кретање, тешки болови у доњем делу леђа, зависе од интензитета, фреквенције и трајања излагања вибрацијама. Фреквенција вибрација је једна од значајних особина вибрација и снажно утиче на људско здравље.

Лабораторијске студије о неудобности услед дејства вибрација читавог тела успоставиле су однос између амплитуде, трајања, фреквенције и таласа сигнала. Веће амплитуде су непријатније од мањих (Mansfield et al., 2006).

У раду (Demic & Lukic, 2009) је истраживано понашање тела човека у седећем положају на основу појаве случајних подужних вибрација. Испитивање се вршило на електрохидрауличком симулатору. Испитивање је обављено на 30 мушких испитаника. Амплитуде побуде су биле  $1,75 \text{ m/s}^2$  и  $2,25 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , док су постојала два услова седења: угао нагиба наслона седишта од  $14^\circ$  и без угла нагиба наслона у односу на вертикалну осу. Након испитивања, аутори су закључили да се људско тело под утицајем случајних побуда понаша као нелинеаран систем и да његов одговор зависи од просторног положаја тела. Анализом резултата доказано је да постоји утицај величине фреквенције и угла нагиба седишта на добијене резултате.

Рад (Mansfield et al., 2015) показује лабораторијска истраживања која се баве појавом неудобности и субјективном оценом степена неудобности када је испитаник изложен вишеосним вибрацијама за случај две различите испуне седишта. Студија 1 је мерила оцену неудобности током временског периода од 60 min, при чему је испитаник прво био изложен вибрацијама 30 min, а затим 30 min је само био статичан у седишту симулатора, без икаквих вибрација. Студија 2 је мерила оцену неудобности за три стања током периода од по 40 min, при чему су испитаници били изложени 40 min вибрацијама и 40 min су били у режиму мировања. Показано је да излагање вибрацијама повећава степен неудобности у односу на период статичког седења. Када је дејство вибрација

престало, дошло је до знатног побољшања удобности, али неудобност није пала на почетни ниво када испитаници нису били изложени дејству вибрација. Када је дејство вибрација поново почело након 30 min статичког седења, дошло је до знатног повећања неудобности, али не до нивоа који су опазили они испитаници који су били изложени побуди у трајању од 30 min. После 40 min константног излагања вибрацијама било је могуће детектовати значајне разлике у укупној неудобности између два састава испуна седишта, мада се ови трендови могу посматрати и у краћем времену.

У раду (DeShaw & Rahmatalla, 2016) је такође проучаван утицај дуготрајног седења на појаву бола у доњем делу леђа. Покрети главе и неудобност 5 испитаника су посматрани у случају 5 наслона седишта, од којих су три била комерцијално доступна. Резултати су показали да постоје значајно мањи покрети главе и мања неудобност код употребе лумбалне подршке леђа него код једноставног равног наслона. Положај главе и врата није имао утицај на локацију и величину осећаја неудобности у ниском фреквентном опсегу, при чему је прва вршна вредност била на 4 Hz за све положаје. Међутим, на вишим фреквенцијама, други максимум био је у опсегу 9 Hz - 10 Hz за три различите испуне лумбалне подршке леђима. Аутори сматрају да то може бити повезано са крутошћу система или већим покретима са значајним учешћем мишића.

Нови допринос студије (Azizan et al., 2017) је карактеризација улоге вибрација на поспаност путника. Резултати ове студије јасно показују да излагање нискофреквентној случајној вибрацији између 1 Hz и 15 Hz има значајан утицај на субјективне нивое поспаности, и још важније, на људске психо-моторне перформансе и губитак пажње. Испитивања су вршена у опсегу  $0,2 \text{ m/s}^2$  -  $2 \text{ m/s}^2$ , на двадесет мушких испитаника. Поспаност је мерена на симулатору вожње, пре и после тридесетоминутног излагања вибрацијама. Током вожње, волонтери су морали да поштују ограничење брзине од 100 km/h и одржавају стабилну вожњу левом траком. Забележено је и анализирано одступање у држању правца и одступање брзине. Испитаници су своју субјективну поспаност оценили применом Каролина скале поспаности на сваких 5 min. Током тридесетоминутног излагања вибрацијама, примећено је значајно одступање угла правца и резултати поменуте скале су показали код свих испитаника негативне ефекте вибрација целог тела на ниво људске будности.

На основу анализираних истраживања закључује се да је предност лабораторијских испитивања у томе што се испитивања могу поновити. Такође треба истаћи да су управо на основу лабораторијских истраживања развијене криве једнаког опажања које су основа свих стандарда који се односе на вибрације тела човека.

### Путна испитивања

Осцилаторна удобност путничких моторних возила је сложен проблем на који утиче више фактора. Управо се путна испитивања спроводе у циљу провере удобности путника на више позиција у возилу, узимајући у обзир деловање система ослањања возила, брзину кретања возила, карактеристике пута итд. Истраживања су показала да се вибрације преносе на путнике у свим тачкама контакта између путника (возача) и седишта, па се из тог разлога вибрације сматрају главним фактором неудобности у возилу.

Аутор (Griffin, 1978) је у свом раду мерио вибрације у различитим друмским возилима која су у комерцијалној употреби и поредио са смерницама које су дате у тада важећем стандарду ISO 2631-1974 (E). За типично време трајања путовања многи нивои вибрација су били виши од оних нивоа дефинисаних у стандарду као границе смањене удобности, па је у складу са тим била размотрена потреба за измењеним форматом

стандарда. Закључено је да је изолација, коју пружају седишта код 16 коришћених возила у овој студији, била лоша.

Група аутора (Nahm et al., 1990) бавила се прегледом истраживања која су се бавила анатомским, биомеханичким и физиолошким студијама везаним за удобност седишта у аутомобилу. Извештај је подељен на пет делова: положај седења, расподела притиска и хемодинамику<sup>1</sup>, вибрације, субјективна процена и пракса у индустрији. Положај седења представља ограничен радни положај у коме возач мора да комуницира и управља компонентама возила. Поред тога што је такав положај условљен обликом седишта, лумбалном подршком, видним пољем и расположивим простором за главу, седишта аутомобила треба да буду прилагођена возачима у свим условима вожње како би обезбедили заштиту од вибрација и удара.

Рад аутора (Smith et al., 2015) показује студију две позиције возача за лака комерцијална возила, у погледу перформанси возача и неудобности. У повишеном возачком положају седиште је на већој висини него што се обично користи у друмским возилима. Овакав положај се упоређује са стандардном висином седишта. Показано је да за узорак од 12 возача, повишени положај уопште није показивао више неудобности од стандардне позиције током симулације вожње у експерименту који је трајао 60 min. Нису присутни ни нежељени ефекти за време реакције у случају наглог кочења. Једини део тела који је показивао већу неудобност због повишеног положаја је био десни скочни зглоб. Овај проблем је био решен у следећем експерименту од такође 12 испитаника применом педале веће крутости.

На основу анализираних литературе, може се закључити да су путна испитивања једнако битна као лабораторијска. С једне стране постоји стабилност параметара окружења и поновљивост резултата код лабораторијских испитивања, а са друге стране, код путних испитивања, у комбинацији са реалним условима који узимају у обзир и стање пута, пружа се далеко боља могућност анализе биодинамичког одговора тела човека изложеног вибрацијама.

#### **1.4.1.3 Према правцу деловања побуде**

У циљу потпуног познавања одзива тела човека, експериментална истраживања проучавају вибрације према правцу деловања побуде. У реалним условима тело возача је изложено дејству вибрација у више праваца. Доминантно оптерећење возача је у вертикалном правцу и настало је као последица побуда од неравнина пута, побуде од рада погонског агрегата, итд. У процесу убрзавања или кочења значајно вибрационо оптерећење возача је у подужном правцу. Због деловања центрифугалне силе оптерећења у бочном правцу се не могу занемарити. Сложено дејство вишеккомпонентних вибрација је тешко предвидети, јер постоји ограничење лабораторијских могућности за истраживање истовременог дејства вибрација у сва три правца, па се испитују ефекти једноосних вибрација како би се идентификовала њихова спрега. Из тог разлога, тело човека се излаже деловању вибрација како у правцу једне осе, тако и у правцу више оса истовремено.

#### Излагање једноосним побудама

Излагање тела човека деловању побуде у правцу једне осе изводи се у хоризонталном и вертикалном правцу. Једноосне вибрације дуж вертикалне и хоризонталне осе су изазвале значајна померања у сагиталној равни горњег дела тела (вертикално, подужно

---

<sup>1</sup> Хемодинамика - наука која се бави протоком крви, крвним притиском и запремином крви.

и бочно), што сугерише на јаку спрегу вибрација (енг. *coupling effect*) (Nawayseh & Griffin, 2004; Rakheja et al., 2006).

Резонанце тела при хоризонталним подужним вибрацијама идентификоване су из измерених биодинамичких одговора. Из одговора функције АМ на хоризонталну побуду, Fairley и Griffin (1990) су приметили резонанце око 0,7 Hz, када испитаник седи на седишту без наслона, као и секундарну резонанцу на око 2,5 Hz. У истраживањима (Mandapuram et al., 2005; Mandapuram et al., 2010) аутори су уочили исту резонанцу, док је секундарна била око 2,8 Hz и 4,75 Hz. Резонанца је настала због померања и осцилација горњег дела тела под дејством хоризонталне побуде, док је секундарна резонанца настала од хоризонталних покрета мишићно-коштане структуре. У (Rahmatalla & DeShaw, 2011) је идентификована резонанца главе око 7 Hz услед деловања хоризонталне подужне побуде. Одзиви СТНТ на хоризонталне вибрације показали су да се вршне вредности разликују од оних добијених преко функције АМ. Максимум интензитета СТНТ у области секундарне резонанце је око 3 Hz при хоризонталним побудама, када испитаник седи без наслона седишта (Paddan & Griffin, 1988b). Одзиви тела човека мерени са подршком за леђа показали су додатни максимум при 8 Hz под дејством хоризонталних подужних вибрација, док се истовремени примарни максимум померио на око 2 Hz. Захваљујући уоченим разликама у одзивима СТНТ и АМ измереним у различитим лабораторијама, под различитим условима испитивања, на испитаницима са различитим антропометријским карактеристикама, уочено је да СТНТ даје поузданије биодинамичке одговоре (Wang et al., 2008).

Излагање вертикалним вибрацијама у дужем временском периоду доводи до појаве бола у доњем делу леђа (Bovenzi & Hulshof, 1998; Griffin, 1990). Узрок бола у доњем делу леђа није добро сагледан, али јасно је да је за решавање овог проблема потребно боље разумевање кретања кичме у возилима под дејством вертикалних побуда. Аутор (Griffin, 1975) је проучавао нелинеарно понашање одговора тела човека на вертикалне синусне вибрације у фреквентном опсегу 7 Hz - 75 Hz и интензитета вибрације 0,2 m/s<sup>2</sup> - 4,0 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Праћено је вертикално кретање главе 12 здравих мушкараца. Аутор је закључио да интензитет вибрације има значајан утицај на вертикалну функцију фреквентног одзива СТНТ, са већим утицајем на нижим фреквенцијама. Такође, резултати анализа су показали да је нелинеарни одзив већи на нижим фреквенцијама, а не вишим. У наредном раду (Griffin et al., 1978) аутор је показао занемариву промену интензитета и фазе функције фреквентног одзива СТНТ за различите вредности вертикалних вибрација у опсегу 0,4 m/s<sup>2</sup> - 2,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Истраживања (Hinz & Seidel, 1987; Wang et al., 2006b) су показала да се фреквенције примарне и секундарне резонанце смањују са повећањем интензитета вибрација.

Постоји велики број радова који су истраживали утицај како вертикалних вибрација, тако и хоризонталних, па табеле 1.1 и 1.2 сумирају различите експерименталне услове разматране у студијама.

**Табела 1.1.** Преглед објављених радова из области утицаја вертикалних вибрација на тело човека (Mandapuram, 2012)

Аутор	Број испит. (пол)	Маса (kg)	Услови седења; Наслон	Побуда		
				Тип побуде	Фреквенција (Hz)	Амплитуда (m/s <sup>2</sup> r.m.s.)
Mansfield & Griffin, 2000	12 (М)	68-85	Усправно; Без наслона	Случајна	2-20	0,25-2,5
Holmlund et al., 2000b	15 (М) 15 (Ж)	55-92 54-93	Усправно, опуштено; Без наслона	Хармонијска синусна	2-100	0,5; 0,7; 1,0; 1,4
Nawayseh, 2001	12 (М)	57-106	Усправно; Без наслона	Случајна	0,25-25	0,125; 0,25; 0,625; 1,25
Mansfield et al., 2001	11 (М) 13 (Ж)	72-96 54-79	Усправно; Без наслона	Случајна	2-20	0,5; 1,0; 1,5
Rakheja et al., 2002	12 (М) 12 (Ж)	58-100 48-111	Опуштено; Са углом наслона од 24°	Случајна	0,5-40	0,25; 0,5; 1,0
Matsumoto & Griffin, 2002a	8 (М)	64-87	Усправно; Без наслона	Случајна	2-20	0,35; 1,4
Hinz et al., 2004	23 (М) 22 (Ж)	58-106 51,5-84	Опуштено; Са углом наслона од 16°	Случајна	1-35	0,3
Wang et al., 2004	13 (М) 14 (Ж)	47,4-110,5	Усправно, Руке на бутинама, Без наслона	Случајна	0,5-40	0,5-1,0
Kim et al., 2005	5 (М)	89,8-98,7	Усправно; Без наслона	Случајна	1-50	1,0
Nawayseh & Griffin, 2005c	12 (М)	65-103	Усправно; Вертикални наслон	Случајна	0,5-15	0,125; 0,25; 0,625
Hinz et al., 2006	13 (М)	61,3-103,6	Усправно; Без наслона	Случајна	0,25-30	0,25; 1,0; 2,0
Wang et al., 2008	12 (М)	66,4-99,6	Опуштено, руке на бутинама; Без наслона	Случајна	0,5-15	0,5; 1,0; 1,5
Dewangan et al., 2013c	14 (М) 10 (Ж)	57-106 46,4-69	Са наслоном, Без наслона	Случајна	0,5-20	0,25; 0,50; 0,75
Dewangan et al., 2018	31 (М) 27 (Ж)	55-79,8 45,5-60,1	Са наслоном, Без наслона	Случајна	0,5-20	0,25; 0,50; 0,75
Taghavifar & Rakheja, 2018	27 (М) 24 (Ж)	55-106 45,5-72,5	Са наслоном, Без наслона	Случајна	0,5-20	0,25; 0,75



**Табела 1.2.** Преглед објављених радова из области утицаја хоризонталних вибрација на тело човека (Mandapuram, 2012)

Аутор	Број Испит. (пол)	Маса (kg)	Услови седења; Наслон	Побуда		
				Тип побуде	Фреквенција (Hz)	Амплитуда (m/s <sup>2</sup> r.m.s.)
Holmlund & Lundström, 1998	15 (М) 15 (Ж)	55-93 54-76	Усправно, опуштено; Без наслона	Хармонијска синусна	1,13-80	0,25; 0,5; 1,0; 1,4
Mansfield & Lundström, 1999	15 (М) 15 (Ж)	Сред. вред. 75,8 Сред. вред. 92,0	Усправно; Без наслона	Случајна	1,5-20	0,25; 0,5; 1,0
Holmlund & Lundström, 2001	15 (М) 15 (Ж)	55-93 54-76	Усправно, опуштено; Без наслона	Хармонијска синусна	2-100	0,25; 0,5; 1,0; 1,4
Manadpuram et al., 2005	8 (М)	59-92	Без наслона и са углом наслона од 12.5°	Случајна	0,5-10	0,25; 0,5; 1,0
Hinz et al., 2006	13 (М)	61,3-103,6	Усправно; Без наслона	Случајна	0,25-30	0,25; 1,2
Mansfield & Maeda, 2006	15 (М)	Сред. вред. 64,3	Без наслона и са усправним наслоном	Случајна	1-20	0,4
Mansfield & Maeda, 2007	15 (М)	Сред. вред. 64,3	Усправно, опуштено; Без наслона и са усправним наслоном	Случајна	1-20	0,4; 0,8
Subashi et al., 2009	12 (М)	60-80	Усправно; Без наслона	Хармонијска синусна	1,6-10	0,125; 1,0
Demic & Lukic, 2009	30 (М)	Сред. вред. 85,9	Са усправним наслоном и са углом наслона од 14°	Случајна	0,3-30	1,75-2,25
Bhiwapurkar et al. 2019	30 (М)	50-92	Усправно, руке на бутини; Са наслањањем напред под углом од 20°	Случајна	1-20	0,4; 0,8; 1,2

Излагање вишеосним побудама

У радовима (Paddan & Griffin, 1988a; Paddan & Griffin, 1988b) аутори су посматрали вибрације главе у три осе транслације и три осе ротације, услед случајне вертикалне и хоризонталне побуде. Код излагања вертикалној побуди, функције СТНТ су одређене на фреквенцијама до 2 Hz у свим правцима за седишта са и без наслона. Померање главе се одвијало у бочном и вертикалном правцу. Највећа померања главе била су у  $x$  (подужном) и  $z$  (вертикалном) правцу. Угао нагиба наслона седишта повећава интензитет вибрације у већини случајева. У случају хоризонталне побуде, СТНТ је одређена за фреквенције до 16 Hz за сваку од три осе транслације и три осе ротације главе током излагања случајним вибрацијама седишта. Коришћено је круто седиште са наслоном и без наслона. Подужно кретање седишта условило је кретање главе унутар  $x$ - $z$  равни. За седиште без наслона, вертикалне и подужне вибрације биле су највеће на око

2 Hz. Наслон је значајно повећао вибрације главе на фреквенцијама изнад 4 Hz и изазвао другу вршну вредност на кривама преноса. Такође, закључено је да је наслон имао мали утицај на пренос бочних вибрација на главу.

Само неколико студија је мерило АМ одговоре путника у седећем положају изложених широкопојасним случајним транслаторним двоосним и троосним вибрацијама (Mansfield & Maeda, 2007; Hinz et al., 2006; Néglise et al., 2008). Објављени одзиви АМ на двоосне и троосне побуде су упоредиви са онима добијеним под дејством једноосних вибрација. Вршна вредност амплитуде АМ и одговарајуће фреквенције измерене у случају вишеосних вибрација су, међутим, незнатно ниже од оних које су посматране у одзивима једноосне вибрације. Аутори (Mansfield & Maeda, 2007) су показали да вршна вредност амплитуде вертикалне АМ под дејством двоосних вибрација дуж  $y$  и  $z$  осе је нижа за све вредности фреквенција испод 6 Hz у односу на вибрације у правцу  $z$  осе. Овај ефекат је био примећен и за одзиве на троосне вибрације ( $xyz$ ). Примећене разлике делом потичу од већих ефективних амплитуда двоосних и троосних побуда коришћених у овим истраживањима у поређењу са једноосним побудама, (Mandapuram, 2010). Сличан ефекат је примећен у одговорима на вибрације у правцима  $x$  и  $z$  које су објавили Qui и Griffin (2010), а који су показали опадање вршне вредности амплитуде АМ и одговарајуће фреквенције при повећању вредности побуде у  $x$  правцу. Одзиви АМ на двоосне и троосне вибрације углавном су окарактерисани за тело у седећем положају без наслона за леђа са рукама на крилу. Ефекти подршке руку (руке на крилу и руке на точку управљача) објављени су у истраживању (Mandapuram et al., 2010) под дејством двоосних вибрација ( $xy$ ), где је подршка за руке знатно утицала на вредности АМ и функције фреквентног одзива СТНТ. Наиме, утврђено је да руке на точку управљача дају веће вредности амплитуда АМ и СТНТ у опсегу 1 Hz – 8 Hz, за разлику од положаја када су руке наслоњене на бутинама. Исте године, група аутора (Hinz et al., 2010) је обавила мерења транслаторних и ротационих одговора функције фреквентног одзива СТНТ путника који седе без наслона за леђа и руку ослоњених на рукохват под дејством једноосних вибрација ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) и троосних вибрација ( $xyz$ ). Резултати истраживања су показали да криве фреквентног одзива СТНТ показују зависност од интензитета вибрација и броја праваца у којима се врше побуде.

Аутори (DeShaw & Rahmatalla, 2013) су истраживали недостатке мерне опреме и одступања у техникама мерења. Увели су нов метод прикупљања података коришћењем инерцијалних сензора за мерење одговора тела човека изложеног вибрацијама целог тела. Резултати указују да су грешке у мерењу знатно смањене коришћењем предложених метода и да се прецизна мерења могу спровести и при вишеосним вибрацијама.

Аутори (Lukić & Macuzić, 2019) су проучавали ефекат положаја тела у седећем положају на биомеханички одговор човека изложеног вибрацијама целог тела. Седам мушких испитаника је било изложено једноосним ( $x$  и  $z$ ) и двоосним ( $x+z$ ) случајним широкопојасним вибрацијама интензитета  $1,75 \text{ m/s}^2$  и  $2,25 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  Разматрана су два положаја седења – са нагибом од  $14^\circ$  у односу на вертикалну ( $z$ ) осу и без нагиба. Анализа СТНТ одзива је спроведена коришћењем  $N_1$  и  $N_v$  естиматора. Резултати су показали да се биодинамички одговори тела у седећем положају која су изложена вишеосним вибрацијама значајно разликују од биодинамичких одговора тела изложених једноосним вибрацијама.

Табела 1.3 представља синтезу објављених истраживања која су проучавала утицај вишеосних вибрација на тело човека.

**Табела 1.3.** Преглед објављених радова из области утицаја вишеосних вибрација на тело човека

Аутор	Број Испит. (пол)	Маса (kg)	Услови седења; Наслон	Побуда		
				Тип побуде	Фреквенција (Hz)	Амплитуда (m/s <sup>2</sup> r.m.s.)
Mansfield & Maeda, 2007	15 (М)	Сред. вред. 64,3	Усправно	Случајна	1-20	0,4; 0,8
Néllisse et al., 2008	2 (М)	Сред. вред. 76	Усправно	Случајна	0,5-20	1, 1,5; 2; 2,5
Hinz, et al. 2010	8 (М)	64-105,9	Усправно	Случајна	0,5-20	0,45; 0,9; 1,8
Qui & Griffin, 2010	12 (М)	49,5-90	Усправно	Случајна	0,2-20	0,25; 0,5; 1,0
Lukic & Macuzic, 2019	7 (М)	Сред. вред. 82,28	Усправно са наслоном; Угао од 14°	Случајна	0,5-40	1,75; 2,25
Zheng, et al., 2019	12 (М)	60,4-80	Усправно	Случајна	0,25-20	0,25; 0,5; 1,0

Већина свакодневних излагања вибрацијама целог тела у возилу обухвата вибрације у више оса. Анализом истраживања дошло се до закључка да вишеосне вибрације изазивају више неудобности за разлику од једноосних вибрација, било да је реч о вертикалним или подужним вибрацијама. Карактеризација биодинамичких одговора тела човека на вишеосне вибрације обезбеђује боље разумевање људских реакција на реалне вибрације у возилу и доприноси развоју мултидимензионалних биодинамичких модела.

#### 1.4.1.4 Према примењеној методи

Процена осцилаторне удобности тела човека се може остварити на два начина: субјективним и објективним методама. Код субјективних метода користе се интервалне скале које испитаник користи како би оценио своју тренутну неудобност, док се код објективних метода прате промене параметара тела (психолошки, медицински, физиолошки) испитаника након деловања вибрација.

#### Субјективне методе

Субјективна процена удобности се врши кроз експерименте, где се субјективне оцене прикупљају кроз низ изјава које су дате у односу на унапред дефинисану интервалну скалу. Истраживачи се суочавају са неколико проблема када покушавају да субјективно оцене удобност. Неки од фактора које треба узети у обзир нису директно повезани са вођњом, али могу бити укључени и утицати на ниво удобности који су тест возачи приметили. Услови испитивања као што су влажност ваздуха (Vink et al., 2012) и умор (Zang et al., 1996) могу значајно да утичу на путнике. Субјектима се генерално даје могућност континуалног подешавања нивоа побуда коју они прилагођавају све док неудобност не достигне одређени ниво. То значи да истраживач који води експеримент нема контролу над трајањем излагања вибрација, које може варирати у зависности од времена потребног субјекту да изврши подешавање. Као што су приметили аутори (Fischer et al., 2019), познато је да се неудобност изазвана вибрацијама повећава са трајањем излагања; стога, неудобност коју субјекти примећују зависи од трајања побуде,

коју не контролише вођа експеримента. Ово даје извесну варијабилност и могућу пристрасност при процењивању побуде.

### Објективне методе

Истраживачи годинама улажу велике напоре како би што боље објективним мерама проценили удобност вожње (Strandemar, 2005, Kim et al., 2011, Ao et al., 2020). Квалитет вожње се обично процењује мерењем убрзања које је сразмерно вибрацијама које делују на тело возача. За процену утицаја вибрационог окружења на здравље, радну способност и удобност човека, најчешће се примењују методе и величине дефинисане у ISO 2631-1:1997 стандарду. ISO 2631-1:1997 стандард описује методе за процену периодичне, стохастичке и транзијентне WBV за здравље и удобност у фреквентном опсегу између 0,5 Hz - 80 Hz. За оцену неудобности у току излагања вибрацијама, стандард захтева мерење убрзања на одређеним тачкама и у различитим правцима. Аутори (Little et al., 1999) закључују да су главне предности објективних метода:

- објективност,
- поновљивост,
- идентификација проблема,
- позиционирање на тржишту: објективно поређење између конкурената и
- прилагодљивост.

Може се закључити да су објективне методе далеко поузданије јер је начин оцењивања неудобности базиран на вредностима дефинисаним у стандарду ISO 2631-1:1997, а могуће је остварити и поновљивост, за разлику од субјективних, које садрже међусубјективну променљивост и пристрасност при оцени неудобности.

#### **1.4.1.5 Према положају тела**

Геометрија седишта, наслони за леђа и положаји седења који се разматрају у проучаваним студијама су веома различити и не представљају увек окружење у возилу. Имајући у виду утицај ових параметара на биодинамичке реакције, идентификација одговарајуће репрезентативне геометрије седишта и положаја седења је од примарне важности за одређене класе возила (комерцијална и путничка возила) (Rakheja et al., 2020b). Разликују се следећи положаји тела у возилу: седећи (положј возача), стојећи (јавни превоз) и лежећи (санитет). Положај тела може имати велики утицај на ниво вибрација које се преносе на особу која седи и може одредити степен штетних ефеката. Утицај наслона седишта на реакције тела у седећем положају које је изложено вибрацијама у вертикалном и хоризонталном правцу се показао значајним.

Аутор Coergmann (1962) је у свом истраживању закључио да је опуштено држање тела резултирало већом амплитудом STHT и нижом резонанцом у поређењу с усправним држањем тела. Мала промена положаја или напетост мишића у области резонанце тела може помоћи да се смањи интензитет вибрација (Hinz et al., 2002; Pranesh et al., 2010; Hinz et al., 2010). Ефекти промене положаја се повећавају са повећањем фреквенције; мање варијације у оријентацији доњег дела леђа и угла главе могу изазвати значајне промене у вибрацијама које се преносе преко кичме до главе. Промена положаја тела која мења контакт са вибрирајућом површином, као што је наслон, такође модификује ефекте вибрације (Wang et al., 2006b; Mandapuram et al., 2011; Tsukahara et al., 2016; Fethke et al., 2018).

Аутори (Paddan & Griffin, 2000) су показали да се под утицајем вертикалних случајних вибрација, интензитети функција фреквентног одзива STHT повећавају са присуством

наслона седишта (нагнутим за  $6^\circ$ ) у фреквентном опсегу од 0,25 Hz до 20 Hz. Ако се посматра тело испитаника у седећем положају изложено синусној побуди, меко седиште може у великој мери да повећа или смањи кретање у зависности од фреквенције и правца побуде. На ниским фреквенцијама (испод 1 Hz или 2 Hz) динамичко понашање крутих седишта има мали утицај, али у области изнад 4 Hz приметно се појачавају вертикалне вибрације, тако да подношљива вредност од  $1,0 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  постаје неприхватљива величина за разлику од, на пример,  $2,0 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  (Griffin et al., 1978). На некој вишој фреквенцији од 4 Hz седишта са испуном пригушују вертикалне вибрације и изнад 10 Hz утицај кретања је знатно смањен.

У нормалном стојећем положају ефекти вертикалних вибрација су често слични онима у седећем положају (Randall et al., 1997; Matsumoto & Grin, 2000). Међутим, утицај фреквенција изнад 3 Hz може се знатно смањити савијањем колена. Хоризонталне вибрације на фреквенцијама испод 2 Hz имају тенденцију да изазову нестабилност код особа у стојећем положају која се може смањити држањем за рукохват или, код деловања бочних побуда, раздвајањем ногу (Thuong & Grin, 2011).

У синтези радова приказаних у истраживању групе аутора (Rakheja et al., 2020a) показано је да под утицајем подужних вибрација, присуство наслона седишта изазива знатно веће вредности СТНТ у подужном правцу, као и у вертикалном правцу у читавом фреквентном опсегу, док је СТНТ у подужном правцу била знатно мања без присуства наслона за леђа. Ефекат утицаја наслона седишта на СТНТ вредности у случају вертикалних вибрација је био нижи, али је проузроковао веће кретање главе.

## 1.4.2 Моделска истраживања

Људско тело има сложен нелинеарни динамички одговор на деловање вибрација. Изведен је низ експерименталних студија о томе како се вибрације преносе кроз седиште и како људско тело реагује на вибрације. Уложени су напори да се смање нивои вибрација узрокованих побудом на седишту и поду. Међутим, из разлога што је људско тело сложен динамички систем са променљивошћу између испитаника (интерсубјективна), као и унутар испитаника (интрасубјективна променљивост), постоји расипање резултата, које се минимизира добро статистички изабраном кохортом. На основу експерименталних истраживања развијени су различити биодинамички модели човека у различитим положајима. Биодинамички модели првенствено мењају испитанике, користе се за предвиђање одзива тела човека изложеног вибрацијама у ситуацијама које могу бити опасне за лабораторијска испитивања, за предвиђање утицаја променљивих величина које делују на биодинамичке одзиве и друго. Биодинамичка моделирања су неопходна као и експериментална истраживања, скраћују време развоја производа и у оквиру овог дела поглавља дата је анализа: димензија, конфигурације и начина идентификације модела.

### 1.4.2.1 Димензија модела

Тело човека је сложен динамички систем, чија се механичка својства мењају на нелинеаран начин под дејством различитих стимулуса. Велики број биодинамичких модела је развијен на основу експерименталних истраживања ефеката деловања вибрација и у циљу стицања дубљег аналитичког разумевања биодинамичких одговора тела човека изложеног вибрацијама. Модели се класификују у следеће категорије: дискретни модел са концентрисаним параметрима (енг. *lumped parameter*), континуални модел на бази коначних елемената (енг. *finite element model*) и модел са више тела (енг.

*multibody model*). Модел са концентрисаним параметарима је линијски, док модели на бази коначних елемената и модели са више тела могу бити равански и просторни.

### Линијски модели (1Д)

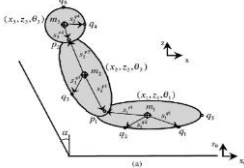
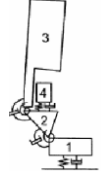
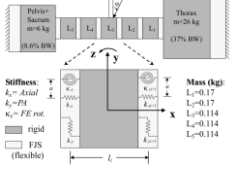
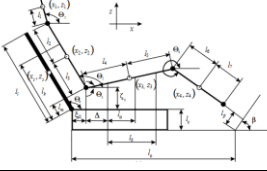
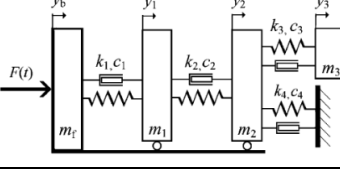
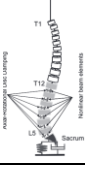
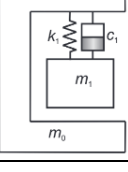
Модели са концентрисаним параметрима су најједноставније конфигурације и користе се за основне анализе биодинамичког одговора тела, у различитим положајима изложеног вибрацијама. Они су једноставни за идентификацију, анализу и валидацију резултата. Због свог концепта могу се користити само за линијске анализе деловања вибрација.

### Равански модели (2Д)

*Коначним елементима* моделирано људско тело садржи греде, опруге и елементе са масама за моделирање кичменог унутрашњег ткива карлице и задњег дела леђа чија својства су добијена из различитих експеримената на људским лешевима. Такви модели су коришћени за проучавање биодинамичког одговора људског тела и у предвиђању повреда путника. Аутори Kitazaki и Griffin (1997a) су развили равански модел људског тела користећи елементе као што су греде, опруге и масе за моделирање ткива кичме, унутрашњих органа, главе, карлице и задњег дела леђа. Аутори у свом раду (Desai et al., 2018) тврде да људско тело има комплексно кретање, па закључују да је потребан минимално дводимензионални (равански) модел за анализу одговора тела човека. Разматрали су две функције биодинамичког одговора (STHT и AM) с обзиром на вертикалне и подужне вибрације. Развијен је модел тела човека са 20 степени слободе (енг. *Degree Of Freedom*, DOF) у седећем положају, а параметри модела су оптимизовани коришћењем генетског алгорита за постојеће експерименталне податке из литературе. Модел је био у стању да резултује добрим подацима који су могли да се упореде са експерименталним подацима за функције STHT и AM. Дуги низ година равански модели имају примену у проучавању биодинамичког одговора тела човека. Табела 1.4 приказује кратак преглед одабраних истраживања модела концентрисаних параметара.

**Табела 1.4.** Кратак преглед одабраних модела концентрисаних параметара (Rakheja et al., 2020b)

Модел	Аутори	Број инерц. сегмената	Положај	Маса (kg)	Резонантна фрекв. (Hz)
	Kitazaki & Griffin, 1997a	33	Усправан	60	5,25
	Pankoke et al., 2001	14	Усправан	75	≈ 5

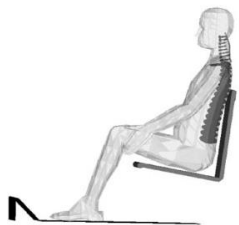
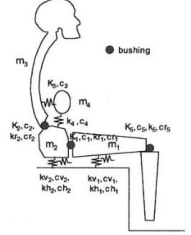
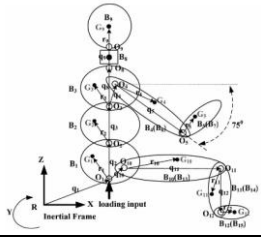
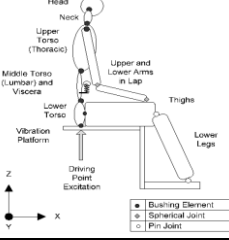
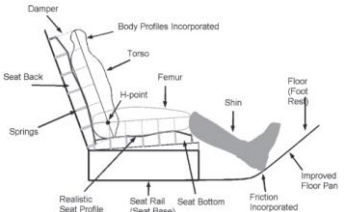
	<p>Cho &amp; Yoon, 2001</p>	<p>3</p>	<p>Под углом 21°</p>	<p>≈ 58</p>	<p>≈ 4</p>
	<p>Matsumoto &amp; Griffin, 2001</p>	<p>4</p>	<p>Усправан положај</p>	<p>83,6</p>	<p>5,66</p>
	<p>Keller et al., 2002</p>	<p>7</p>	<p>/</p>	<p>70</p>	<p>4,2</p>
	<p>Kim et al., 2003</p>	<p>4</p>	<p>Под углом 20°</p>	<p>63,9</p>	<p>5,5; 7,5</p>
	<p>Stein et al., 2009</p>	<p>4</p>	<p>Усправан положај</p>	<p>80,5</p>	<p>3,5-4,7</p>
	<p>Wang et al., 2010</p>	<p>18</p>	<p>Усправан; Нагнут под углом од 24°</p>	<p>Сред. вред. 83</p>	<p>4-5,5</p>
	<p>Toward &amp; Griffin, 2010</p>	<p>2</p>	<p>Вертикални; нагнут под углом од 30°</p>	<p>64,5</p>	<p>3,5-7,0</p>

Модели са више тела (Zheng et al., 2011; Kim et al., 2005) су направљени од крутих или флексибилних тела произвољног облика међусобно повезаних кинематским паровима: као што су призматични (дводимензионални) или сферни (тродимензионални) зглобови. Модели са више тела обично третирају кичму као структуру (склоп) крутих тела коју сачињавају тела пршљенова, а деформабилни флексибилни елементи представљају међупршљенске дискове. Број потребних сегмената и природа спојева између сегмената варирају у зависности од примењеног кинематичког модела. Аутори Cho и Yoon (2011) су развили равански модел са 9 DOF заснован на мерењима људи који седе да би проценили квалитет вође возилом. Човек који седе је моделиран као 3 крута тела, међусобно повезана линијским елементима и завојним опругама и амортизерима. Узет је у обзир ефекат утицаја наслона на реакције испитаника током излагања вибрацијама. У раду (Desai et al., 2018) је представљен детаљан равански модел, са 20 DOF и оптимизованим параметрима модела за осам функција циља. На тај начин се модел може

користити када постоје вертикалне вибрације или подужне вибрације. Други Њутнов закон је коришћен за извођење једначина кретања, док је примена Лапласове трансформације коришћена за решавање једначина у фреквентном домену. Циљна функција генетског алгоритма је изабрана да минимизира збир квадрата грешака STHT и AM између моделских и експерименталних вредности објављених у литератури (Mandarum et al., 2011).

У табели 1.5 су приказана одабрана истраживања објављених од стране групе аутора (Rakheja et al., 2020b).

**Табела 1.5.** Кратак преглед одабраних модела са више тела (Rakheja et al., 2020b)

Модел	Аутори	Број инерцијских сегмената	Положај	Маса (kg)	Резонантна фреквенција (Hz)
	Verver et al., 2003	RAMSIS модел	Под углом од 7,3°; под углом од 20°	75,7	6; 8
	Yoshimura et al., 2005	8	Усправан	/	4,3; 5,35; 8,34
	Teng et al., 2006	15	Усправан	75,92	≈ 4
	Pranesh et al., 2008	14	Усправан	75,6	3,14; 5,07; 8,12
	Joshi et al., 2010	9	Под углом од 20°	59,91	2,8-3,5




Са садашњим разумевањем ризика по здравље човека, који настају услед излагања вибрацијама целог тела, модели са концентрисаним параметрима и модели са више тела имају ограничену применљивост. Већина ових модела тек треба да буде потврђена на свеобухватан начин због недостатка поузданих експерименталних података о локализованим одзивима тела човека изложеног вибрацијама целог тела.

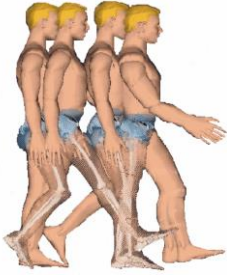
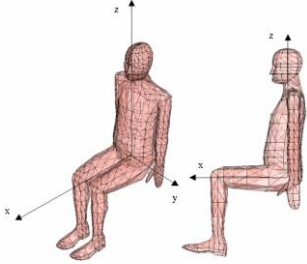
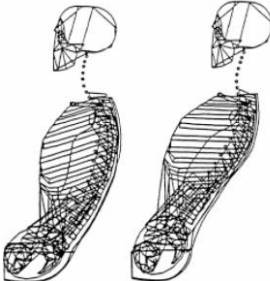
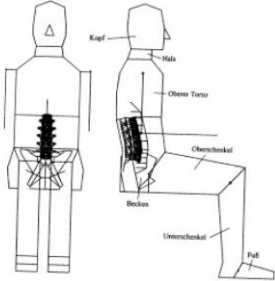
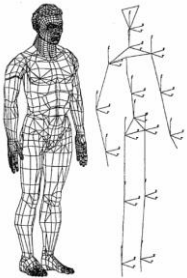

### Просторни модели (ЗД)

Рана интеграција ергономије у процес конструисања возила захтевала је одговарајуће CAD алате. Пре око 25 година, немачка аутомобилска индустрија је развила нови, тродимензионални алат за компјутерску ергономију и унутрашњи распоред путника, назван RAMSIS. Његов циљ је био да превазиђе ограничења дводимензионалних људских модела, као и да обезбеди методе за предвиђање положаја возача и удобност (Seidl, 1994; Seidl, 1997). Језгро RAMSIS-a је високо прецизан тродимензионални модел човека у који су имплементиране антропометријске карактеристике припадника различитих популација.

Поред RAMSIS-a, развој информационих технологија омогућио је даљи развој области биодинамичког моделирања, где су као резултат настали биодинамички модели приказани у табели 1.6. Способност дигиталне симулације како се одвија интеракција човека са производом представља револуцију у дизајнирању, изради, коришћењу и одржавању нових производа. Радови (Chaffin 2001a; Chaffin, 2001b) показују да су технике дигиталног моделирања и симулација доказале своју способност да се значајно смање време и трошкови дизајнирања нових производа. Употребом дигиталних модела човека-манекена могуће је са великом прецизношћу симулирати сваку интеракцију возача са возилом. На овај начин ће се финални облик возила оптимално прилагодити потребама корисника. Аутор (Verver, 2004) је у монографији извршио систематизацију најчешће коришћених биодинамичких модела човека са предностима и недостацима (Табела 1.6).

**Табела 1.6.** Кратак преглед најчешће коришћених просторних биодинамичких модела човека (Verver, 2004)

Модел		Предности	Недостаци
ALASKA/DYNAMICUS		Погодан за анализу понашања тела човека при вертикалним вибрацијама	Кичмени стуб представљен упрошћено  Кожа грубо моделирана

<p>ADAMS/FIGURE</p>		<p>Погодан за анализу понашања тела човека под утицајем вертикалних вибрација</p>	<p>Кичмени стуб представљен упрошћено</p> <p>Кожа грубо моделирана</p> <p>Нема метода коначних елемената</p>
<p>MADYMO/50% модел мушкарца</p>		<p>Погодан за анализу понашања тела човека под утицајем вертикалних вибрација</p> <p>Укључени сви кичмени и</p>	<p>Карактеристике меких ткива представљене концентрисано</p> <p>Недостаје модел коначних елемената бутине</p>
<p>Hubbard et al. (1993) &amp; Frost et al. (1997)</p>		<p>Погодан за анализу расподеле притиска у леђима</p>	<p>Грудни кош крут</p> <p>Грудни и вратни део кичме крути</p> <p>Само контуре за леђа и бутни део</p>
<p>ABAQUS/CASIMIR</p>		<p>Погодан за анализу понашања тела човека под утицајем вертикалних вибрација</p>	<p>Грудни део кичменог стуба поједностављен</p> <p>Кожа грубо моделирана</p>
<p>PAMRASH/ROBBY</p>		<p>Погодан за предвиђање деформација меких ткива</p>	<p>Дуго рачунарско време</p> <p>Без детаљних модела кичме (7 сегмената)</p>
<p>MADYMO/50% модел коначних елемената мушкарца</p>		<p>Погодан за предвиђање деформација меких ткива</p> <p>Погодан за анализу понашања тела човека под утицајем</p>	<p>Дуго рачунарско време</p> <p>Мрежа елемената карлице исувише груба за предвиђања расподеле притиска седења</p>

Аутори (Rakheja et al., 2020b) су приказали на систематизован начин биодинамичке моделе тела у седећем положају заједно са различитим приступима моделирању. Модели су идентификовани на основу циљних функција изведених из измерених биодинамичких одговора, анализираних у претходном истраживању ових аутора (Rakheja et al., 2020a).

На основу анализираних литературе може се закључити да постоје различити биодинамички модели човека. Истраживање је почело од најједноставнијих линијских линеарних модела са једном масом до раванских и општих просторних, нелинеарних. Примена анализираних модела има велики значај у аналитичком разумевању биодинамичких одговора. Линијски и равански модели имају широку примену, али услед својих ограничења и са развојем нових технологија, све је чешћа примена просторних модела који дају далеко веће могућности и пружају тачније податке о неугодности тела човека изложеног вибрацијама целог тела.

#### 1.4.2.2 Конфигурација модела

Многи математички модели за истраживање биодинамичких одговора тела човека у седећем положају изложеног дејству вибрација, различите математичке сложености развијени су и документовани у литератури. Први почеци развоја модела били су везани за моделе са концентрисаним параметрима, затим се прешло на истраживање и развој континуалних модела, а сада, са развојем нових технологија и машинског учења, истражују се модели засновани на моделима вештачке интелигенције. Модели са концентрисаним параметрима су обично линијски или равански, док су модели са више тела просторни.

##### Модели са концентрисаним параметрима

Поједностављени модели концентрисаних параметара су формулисани да репродукују биодинамичке одговоре тела човека путем механичког система. За дефинисање општег биодинамичког модела човека формиран је међународни стандард ISO 5982:2019. У стандарду се описују физичке особине тела човека, а такође и врста и правац побуде на ефекте вибрација. Стандард ISO 5982:2019 предлаже три биодинамичка модела у зависности од положаја тела човека, а као референтну функцију фреквентног одзива користи механичку импедансу. У наставку су хронолошки приказана истраживања развијених биодинамичких модела.

Autor (Latham, 1957) је цитиран као први истраживач који је развио модел концентрисаних параметара за динамичку реакцију кичме тела човека на убрзање. Модел на седишту се састојао од две масе међусобно повезане опругом, где је горња маса представљала масу тела, а доња маса, масу седишта. Опруга је представљала комбиновану крутост каросерије и седишта. Latham је користио овај модел да објасни понашање пилота на седишту приликом катапултирања из авиона, укључујући феномен прекорачења убрзања, као и да анализира ефекат крутости седишта на реакцију тела при катапултирању.

Аутори (Dupuis & Zerlett, 1987; Wei & Griffin, 1998; Boileau & Rakheja, 1998) су се такође бавили истраживањем модела концентрисаних параметара који су представљали тело човека помоћу различитих концентрисаних маса (које представљају делове тела), међусобно повезане опругама и пригушивачима. У експерименталној студији (Griffin, 1980), модел са једним DOF је био изложен полусинусној вибрацији. Основна фреквенција удара је варирана у опсегу 0,5 Hz - 16 Hz. Његови резултати су показали да је брзина раста неугодности била у функцији фреквенције побуде. Аутори Liang и Chiang (2006) су спровели комплетну студију о моделима са концентрисаним

параметрима за испитанике у седећем положају при побуди вертикалним вибрацијама. Аутори су користили следеће моделе:

- 1-DOF - Wei (1998) модел,
- 2-DOF - Muksian & Nash (1976) модел, Wei & Griffin (1998) модел и Allen (1978) модел,
- 3-DOF - Suggs et al., (1969) модел,
- 4-DOF - Wan & Schimmels (1995) модел, Boileau & Rakheja (1998) модел, Liu et al., (1998) модел,
- 6-DOF - Muksian & Nash (1974) модел,
- 7-DOF - Patil et al., (1977) модел,
- 11-DOF - Qassem et al., (1994) модел, Qassem & Othman (1996) модел.

Маса тела су се кретале у опсегу 49 kg - 94 kg. Опсег фреквенције побуде био је 0,5 Hz - 20 Hz, док су амплитуде побуде биле испод 5 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Стопала су била ослоњена на платформу и излагана вибрацијама. Аутори су показали да модел са 4 DOF који су развили аутори (Wan & Schimmels, 1995) може дати најбољу процену за СТНТ и АМ са добрим вредностима поклапања од 91% и 86,8%, респективно. Механичка импеданса даје мању процену у односу на 2-DOF Wei & Griffin (1998) модел.

Бројна литература такође анализира моделе са концентрисаним параметрима који се крећу од једног до неколико DOF (Cho & Yoon, 2001; Kim et al., 2003; Stein et al., 2009). Аутори Toward и Griffin (2010) су закључили да би кроз одговарајуће варијације у параметрима модела, модел са једним DOF могао да обезбеди примену АМ тела човека у вертикалном правцу у широком опсегу положаја и интензитета вибрација.

Већина модела са концентрисаним параметрима развијених за предвиђање биодинамичких одзива тела на деловање вибрација целог тела је првенствено феноменолошке природе зато што је ефекте одређених независних параметара, као што су положај тела и услови седења, као и кретање сегмената тела, тешко обухватити коришћењем оваквих модела. Треба напоменути да, иако ови модели нису структурно упоредиви са људском анатомијом, њихова употреба може помоћи у разумевању природе биодинамичких одзива из перспективе целог тела човека.

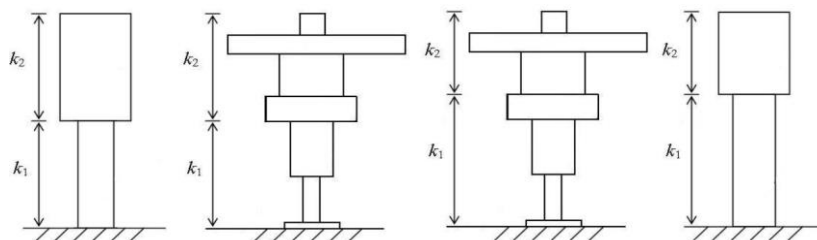
### Континуални модели

Да би се помогло разумевању људске перцепције излагању вибрацијама, потребно је правилно одабрати моделе људског тела. Тело човека у седећем положају је континуум у коме су маса и крутост тела неравномерно распоређени по висини тела. За представљање тела у седећем положају развијени су модели који представљају цело тело човека.

Аутори Hess и Lombard (1958) се сматрају првим истраживачима који су проучавали ширење лонгитудиналних таласа у кичми. Главу и труп су моделирали униформним хомогеним еластичним штапом. У експерименту су мерена вертикална убрзања на глави и седишту при катапултирању пилота из седишта. Параметри модела су одређени на основу измерених реакција убрзања на глави (горњи крај штапа) као одговор на задате вредности убрзања седишта на доњем крају штапа. Модел је дао сличне одговоре оним добијеним мерењем у кратком временском периоду након катапултирања. Неслагање између одговора модела и измерених одговора је објашњено недостатком пригушења у моделу.

Аутори Liu и Murray (1966) су модификовали модел аутора Hess и Lombard (1958) додавањем масе главе на горњем крају униформног хомогеног еластичног штапа. Штап је представљао људски торзо од лумбалног дела до врата. Студија је била концентрисана на теоријску формулацију одговора модела. Они су истраживали подужно ширење таласа и израчунали расподелу напона као одговор на задато убрзање. Проучаван је ефекат пригушења. Међутим, укључивање пригушења није у великој мери утицало на одговор, осим што је благо повећало напон у лумбалној регији. Закључено је да су напон и убрзање у кичми различити и да би критеријум максималног убрзања за повреде кичме требало заменити критеријумом максималног напрезања.

Савремена литература се и даље бави анализом континуалних модела са циљем бољег разумевања осцилаторне удобности тела човека (Liu et al., 2015; Tang et al., 2010; Currie & Carney, 2019). У раду аутора (Zhang et al., 2019a) развијен је континуални модел људског тела изложен вертикалним вибрацијама на основу антропоморфног модела, две измерене резонанце биомеханичког модела и метода структурне динамике. Расподела масе тела у стојећем положају се формира коришћењем расподеле масе помоћу 15 сегмената тела у антропоморфном моделу. Аксијална крутост модела је одређена на основу најбољег поклапања са две резонанце биомеханичког модела које су добијене тестовима на уређају за генерисање побуде вибрацијама. Четири слична модела су процењена коришћењем параметарске анализе концентрисаних параметара. Модел са најбољим резултатима има седам уједначених сегмената масе са две крутости и истом резонанцом као код биомеханичког модела, али је његова секундарна резонанца за 10% већа. Приказани су облици континуалног модела да би се демонстрирала релативна интензитет вибрација по целој висини тела (слика 1.1).



Слика 1.1. Континуални модели у стојећем положају (Zhang et al., 2019a)

Биодинамика система тела човека је једна од важних основа за разумевање механизма поремећаја изазваних вибрацијама целог тела и за развој бољих стандарда за процену ризика од изложености вибрацијама. Познавање биодинамичких одговора је такође потребно за пројектовање и процену метода изолације вибрација, као и за развој симулатора вибрација целог тела у циљу анализе и тестирања возила у аутомобилској индустрији. Предност биодинамичких модела се огледа у томе да се могу применити у свим лабораторијама, јер се њихови одзиви одређују за познати улазни сигнал. Највећи недостатак је што не представљају реалне услове јер се често дешавају грешке апроксимације експерименталних услова.

#### Модел засновани на методама вештачких неуронских мрежа (ANN)

Машинско учење је процес проналажења скривених закона и веза између података. Представља нови приступ и савремено решавање проблема у инжењерингу. Моћни процесори и графичке картице, велики скупови података (енг. *Cloud storage*) и могућност њихове обраде у облаку (енг. *Cloud computing*) вероватно су главни разлози зашто је машинско учење тек недавно постало толико распрострањено, иако су постојале

неке методе машинског учења деценијама. Може се рећи да је циљ машинског учења проналажење „знања“ из скупа података. Учење је процес у коме особа временом стиче искуство и тако постаје боља у обављању посла. Иако су алгоритми којима се генерише знање из скупа правила често у употреби, још увек постоје неки проблеми који су изузетно сложени и тешко их је формализовати. Задатак машинског учења је да се усредреди на развој алгоритама учења сличних човеку. Скуп таквих метода које опонашају рад човечјег мозга у учењу, а имају основе у биологији, заједнички се називају неуронске мреже. Овај приступ је прилагођен за постизање доброг предвиђања нелинеарних одговора тела човека у седећем положају. Шеме вештачке неуронске мреже (ANN) широко су коришћене у широком спектру примена (Won et al., 2010; May et al., 2012; Lukic & Macuzic Saveljic, 2021) јер могу да моделирају сложене нелинеарне системе учећи из улазних и излазних сигнала система. Неуронске мреже су биолошки инспирисане рачунарске мреже. Нека својства ANN-а су слична функционисању људског мозга. ANN може учити из примера, а прилагодљивост је једно од главних својстава (Widrow et al., 2013). У оквиру овог дела поглавља приказана је примена ANN модела у предвиђању удобности у возилу, удобности у седишту и предвиђању одзива тела човека изложеног вибрацијама.

Почетак имплементације ANN-а у предвиђању удобности/неудобности у возилу везан је за почетак 21. века. У студији (Yildirim et al., 2003) аутори су проучавали вертикалне вибрације возила користећи теорију случајних процеса, а основна радијална функција (енг. *Radial basis function*) ANN се такође користила за предвиђање амплитуда убрзања возила за различите услове на путу. Основа Gauss-овог процеса ANN је коришћена за анализу параметара вертикалних вибрација. За анализу амплитуда убрзања каросерије возила коришћене су различите резонанце каросерије возила и однос пригушења при различитим условима на путу. Резултати су показали да су већи фактори пригушења узроковали повећање вредности убрзања за веће брзине возила. Такође, показано је да резултати предиктора ANN-а тачно следе жељене резултате. Методе коришћене у овом раду биле су од значаја за израду ANN модела у оквиру ове докторске дисертације.

Група аутора (Huang et al., 2018) је процењивала удобност када су се у возилу појављивале подужне вибрације ниске фреквенције током операција промене степена преноса. У циљу процене метода удобности, аутори су развили модел на бази ANN. Током различитих операција промене степена преноса, основни сигнали се прикупљају експерименталним инструментима, а субјективне оцене исказују професионалци. Ови сигнали су пондерисани, филтрирани и трансформисани у три објективна индекса процене. Основа неуронске мреже био је алгоритам са повратном везом (енг. *back propagation algorithm*). Са 11 чворова у скривеном слоју, резултат је релативно стабилан у одређеном опсегу чиме се избегава неизвесност субјективне процене. Грешка између резултата уклапања и субјективне процене била је унутар 10%, па овај развијени модел неуронске мреже задовољава захтеве тачности процене.

У истраживању (Xianping et al., 2021), дубоким учењем, развијена је нова метода за процену удобности путничких возила на основу детаљног садржаја вибрационих сигнала. Да би се генерисао почетни скуп података, прикупљају се подаци са четири путничка возила која се крећу различитим брзинама по различитим категоријама путева. Две неуронске мреже, мрежа неповратних веза (енг. *feed-forward network*) и неуронска мрежа с капијама (енг. *gated neural network*), користе се за генерисање два основна модела. Коришћен је метод повећања (енг. *augmentation method*) података чиме је вештачки повећана количина података генерисањем нових тачака података из постојећих података. Резултати су показали да предложени метод повећања података ефикасно проширује скуп података и чини изводљивим примену дубоког учења за

процену удобности вожње. Повратна јединица са капијама (енг. *gated recurrent unit*) са слојем брзе Фуријеове трансформације даје најбоље перформансе за предвиђање степена удобности за нове сценарије вибрација. Да би се додатно побољшала тачност предвиђања и разумела правила за примену дубоког учења у процени удобности вожње, хиперпараметри супериорне архитектуре су подешени путем параметарске студије. Након тога, губитак предвиђања се смањило за 76,9%.

Предвиђање удобности у возилу пратило је истраживање предвиђања удобности на седишту. Аутори (Kolich et al., 2004) су користили ANN за предвиђање субјективне перцепције удобности седишта у возилу. Улазни слој је имао једанаест улазних параметара, попут антропометријских/демографских променљивих и вредности притиска на контакту седишта. Улазни подаци су прикупљени од 12 испитаника за пет седишта. ANN је имала 31 скривени неурон. Коначни резултат даје следеће вредности:  $R^2 = 0,83$ , просечна грешка = 1,19 и унакрсна валидација  $R(15) = 0,85$ . Значај ових резултата је да употреба ANN-а може смањити трошкове и време потребно за одређивање удобности седишта.

Аутори (Suglo et al., 2014) су развили ANN модел за предвиђање вибрација седишта у подужном правцу и бочно код камиона дампера. Овај модел је обучен алгоритмом са повратном везом. Током развоја ANN модела, број неурона који су дали најбољу вредност за  $R^2$  био је 39. Резултати су показали да су највећи утицај на вибрације седишта у вертикалном и бочном правцу имали носећа структура дампера, бочни нагиб дампера и брзина кретања, док оптерећење има најмање утицаја на вибрације седишта. Показано је да је овај ANN модел веома ефикасан за ову врсту нелинеарног процеса.

Група аутора (Ji et al., 2015) развила је ANN моделе за карактеризацију својстава пригушења вибрација пет комерцијалних индустријских седишта. Десет испитаника (седам мушкараца и три жене) без историје болести у леђима тестирано је за развој модела ANN. Израчунати *r.m.s.* улазних убрзања за опсег 0,5 Hz - 20 Hz били су улазни подаци за 5-слојни ANN. Укупан сет обуке састојао се од 170 излагања вибрацијама. Свако од пет седишта ANN модела тачно предвиђа ефективну вредност убрзања шасије ( $R^2 > 0,93$  за све моделе). Показали су да се вибрациона својства индустријских седишта могу успешно моделирати ANN приступом. Аутори су такође показали да се вредности добијене коришћењем параметра „дневно излагање вибрацијама“,  $A_v(8)$  могу користити као саставни део алгоритма за избор седишта са аспекта осцилаторне удобности. Моделирање одговора тела човека на вибрације целог тела озбиљан је задатак због његове сложене зависности од различитих фактора који су повезани са условима седења, антропометријским карактеристикама човека и побудама.

Један од првих радова предвиђања одзива тела човека изложеног вибрацијама применом ANN модела био је резултат групе аутора (Tsahalidis et al., 2006). Они су истраживали одзив тела испитаника током излагања вибрацијама целог тела у стварном ваздухопловном окружењу користећи ANN. Прикупљено је шест скупова података, које су чинили физички, психолошки и медицински параметри, током више летова, за укупно 25 посада лета и укупно 137 чланова посаде кабине. Ови скупови података су представљали улазне податке ANN модела. Излаз модела био је индекс (физиологија, удобност, здравље, перформансе) који је описивао одзив тела. Поређење између података летачког и кабинског особља показује разлике. Индекси здравља и осећаја удобности су предвиђени са већом прецизношћу за кабинско особље, док је предвиђање физиологије било боље код летачке посаде. Закључено је да развијени ANN модел даје добре резултате предвиђања одзива људског тела.

Аутори (Zhang et al., 2010) су представили ANN модел заснован на приступу трансформације положаја тела човека на тродимензионалним оријентирима. Одговарајући скуп оријентира био је потребан за описивање специфичних положаја тела човека. За обуку и тестирање улазних података коришћен је вишеслојни ANN. Ова оптимизација се тичала тежинских коефицијената примењених на функције преноса неурона, који су допринели повећању рачунарске ефикасности. Аутори су закључили да је метод трансформације оријентисане на кластере рачунски ефикаснија, за разлику од методе трансформације држања оријентисане на тело.

У раду (Gohari et al., 2011) аутори су показали да ANN има прихватљиву тачност за биодинамичко моделирање. Такође, сложеност овог модела је мала, и он је погодан за моделирање и предвиђање убрзања и силе у временском и фреквентном домену. Упркос другим биодинамичким моделима као што су Wan-Schimmel (Wan & Schimmels, (1995), Muksian and Nash (Muksian & Nash, 1974), Allen (Allen, 1978), овај ANN модел има бољу тачност од скоро 100%.

Истраживања (Gohari et al., 2014; Gohari et al., 2012) су користила моделе сажетих параметара, који имају одређена ограничења, попут фиксне телесне тежине. У раду је представљен нови ANN модел који може предвидети побудне сигнале убрзања кичме, масу и висину тела човека. Тачност модела је 96% и чини га корисним у анализи у реалном времену.

Аутори (Taghavifar et al., 2018) су користили ANN за предвиђање АМ функције тела у седећем положају изложеног различитим нивоима вибрација. Фреквентни опсег је био од 0,5 Hz - 20 Hz. Испитаници, 51 одраслих мушкараца и жена, заузели су два положаја седења: са и без наслона за леђа. Најмања средња квадратна грешка и највећи коефицијент детерминације добијени су применом вишеслојног ANN са пропагацијом уназад са различитим структурама. Први експеримент је био са наслоном за леђа и без наслона за леђа за мушке субјекте, док је други био за женске особе. Поређења су показала да ANN модел може предвидети одговор АМ за читаве опсеге масе тела, ниво побуде и стање наслона за леђа који су разматрани у 14 циљних скупова података. ANN модел је на задовољавајући начин предвидео резонанцу и одговарајуће величине, при чему добијени резултати сугеришу средњу квадратну грешку АМ од 2,13 kg и 1,83 kg, односно вредност  $R^2$  која прелази 0,98 за испитанике. Аутори су потврдили да архитектура ANN има способност да предвиди одговор тела у седећем положају у опсегу обучених улазних података.

На основу претходних студија са одређеним ограничењима модела са концентрисаним параметрима и континуалних модела, закључује се да је неопходно развити биодинамички модел базиран на ANN. Предност ANN модела огледа се у томе што могу узети у обзир велики скуп података који служи за њихово учење на основу чега могу имати добре могућности предвиђања. Изложени ANN модели нису узимали у обзир излагање тела човека различитим правцима деловања вибрација, различитим интензитетима побуде, угловима нагиба наслона седишта и антропометријским карактеристикама човека. Управо, на основу поменутих података, моделирање ANN има добар потенцијал да предвиди понашање тела човека након тренинга модела са адекватним скуповима улазно-излазних података.

### 1.4.2.3 Идентификација модела

Примена модела има за циљ да анализира понашање и одзив тела човека изложеног вибрацијама целог тела. Модели идентификовани у фреквентном домену дају могућност одређивања неколико функција фреквентног одзива тела човека, док модели



идентификовани у временском домену анализирају величине само у временском домену. Поред тога, када се процењује утицај вибрација, важније је добити информације о вибрацијама у фреквентном домену него у временском домену, пошто људско тело различито реагује на вибрације на различитим фреквенцијама.

#### Модел идентификовани у фреквентном домену

Анализа у фреквентном домену је ефикасан метод за процену неудобности тела човека изложеног вибрационом оптерећењу. Такође омогућава истраживачима да стекну драгоцен увид у понашање тела човека које није лако препознати у временском домену.

Тело човека изложено вибрацијама целог тела се оцењује функцијама биодинамичког одговора. Постоји неколико функција биодинамичког одговора као што су: механичка импеданса у тачки (енг. *Driving Point Mechanical Impedance*, DPMI), механичка импеданса система (енг. *Mechanical Impedance*, MI), привидна маса и функција фреквентног одзива седиште-глава (енг. *Seat-to-Head Transmissibility*, СТНТ). Бројне студије примењују моделе идентификоване у фреквентном домену, при чему анализирају одзив тела човека преко функција биодинамичког одговора (Nawayseh & Griffin, 2005a; Toward & Griffin, 2010; Mandapuram et al., 2011).

Пренос вибрација од седишта до главе је широко проучаван при различитим положајима седења, типовима и интензитета вибрација целог тела, као и положајима руку и стопала (Rakheja et al., 2010; Paddan & Griffin, 1998). Ипак, примећене су значајне разлике међу објављеним истраживањима (Rakheja et al., 2010; Voileau et al., 1998). Ово се може приписати разликама у системима мерења, типу и интензитету вибрације, држању (са/без наслона, са/без угла нагиба наслона), невољним променама мишићне напетости и физичким атрибутима испитаника који су коришћени у различитим студијама (Matsumoto & Griffin, 1998; Hinz & Seidel, 1987; Hinz et al., 2001).

Функција СТНТ анализира ниво пренетих вибрација од седишта преко тела човека до главе. Пренете вибрације кроз тело човека доводе до кретања главе чиме се са једне стране директно осећа неудобност, а са друге стране ефекти пренетих вибрација утичу на видно поље човека, па је из тог разлога у овој докторској дисертацији експерименталним путем одређивана функција СТНТ, и у наставку су дата релевантна истраживања функције СТНТ.

#### *Функција фреквентног одзива седиште-глава (СТНТ)*

Истраживања (Paddan & Griffin 1988a; Paddan & Griffin 1988b; Paddan & Griffin 1994; Paddan & Griffin 2000) су проучавала утицај ефекта крутог вертикалног наслона седишта на функцију фреквентног одзива СТНТ при подужним и угаоним вибрацијама на седишту задаваним наизменично, док су одговори на глави мерени у шест праваца. Под дејством вибрација у вертикалном правцу, уочене су мање варијације резултата између испитаника чија су седишта имала наслон, али повећање вибрација главе, посебно у средњој сагиталној равни, у фреквентном домену од 5 Hz до 10 Hz, у поређењу са онима уоченим за случај без наслона седишта.

Аутор у раду (Ravnik, 2004) је истраживао динамички одговор система глава-врат изложеног деловању вибрација у подужном правцу уз претпоставку да систем глава-врат има само угаоно кретање. Математички модел четвртог реда представљен је у комплексном облику. Аутор је користио метод идентификације у фреквентном домену за добијање коефицијената параметарског облика функције фреквентног одзива СТНТ. Функције фреквентног одзива СТНТ између угаоне брзине система глава-врат и убрзања тела у подужном правцу, за четири испитаника, су биле у опсегу 0,5 Hz - 10 Hz.

Група аутора (Wang et al., 2006a) је спровела експеримент са 12 одраслих мушких испитаника изложених вертикалним случајним WBV у фреквентном домену 0,5 Hz - 15 Hz. Утицај угла наслона седишта на преношење вибрација истражен је анализом три услова седења (без наслона за седиште, вертикалан наслон за седиште и наслон под углом од 24°) и два различита положаја руку (руке у крилу и руке на точку управљача), при три амплитуде побуде: 0,25 m/s<sup>2</sup>, 0,5 m/s<sup>2</sup> и 1,0 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Систем са давачима убрзања је био монтиран на кацигу (која представља носач сензора са незнатним утицајем на масу главе) и мерено је убрзање главе у правцу три трансаторне осе. Резултати добијени ANOVA анализом показују значајан утицај угла наслона за седиште на величину функције фреквентног одзива STHT у вертикалном и подужном правцу. Добијени резултати су потврдили нелинеарни одговор тела у седећем положају у односу на амплитуду побуде, док положај руку није имао утицај на одзив STHT.

Аутори у раду (Toward et al., 2009) се баве мерењем функције AM тела човека изложеног вертикалним вибрацијама на 12 испитаника на седишту са крутим наслоним, са наслоним од трослојне испуне и седиштем без наслона. Наслони седишта су били нагнути под различитим угловима: 0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25° и 30°. Са вертикалним наслонима постојале су резонанце функције AM тела око 5 Hz и 10 Hz. Без наслона, функција AM је повећана на фреквенцијама мањим од резонантне фреквенције, али је смањена на фреквенцијама између 8 Hz и 20 Hz, у односу на функцију AM са вертикалним крутим наслоним и наслоним са испуном. У случају крутог наслона, са повећањем угла нагиба наслона долази до повећања резонанце функције AM. За разлику од тога, у случају наслона са испуном, резонанце функције AM су се смањивале са повећањем угла нагиба наслона седишта. На фреквенцијама мањим од резонанце, функција AM се смањила са повећањем угла нагиба наслона, посебно са крутим наслоним. Између 8 Hz и 15 Hz, функција AM се смањила са повећањем нагиба, посебно код наслона са испуном. Код нагиба мањег од 30°, мали је ефекат испуне на функцију AM, али на 30° нагиба, повећањем дебљине испуна смањила се фреквенција резонанци. Током вертикалног побуђивања тела човека у седећем положају постоје силе у вертикалном и подужном правцу које настају под утицајем контакта тела са наслоним седишта.

Аутори у раду (Rakheja et al., 2010) говоре да је идентификација највероватнијих опсега биодинамичких одговора тела човека изложеног WBV од суштинског значаја за развој ефикасних интегрисаних алата за пројектовање система човек-машина и побољшаних уређаја за ублажавање вибрација. Ова студија је одређивала опсеге биодинамичких одговора тела са и без наслона седишта, као и код стојећег положаја, када су нивои вибрација били 0,5 m/s<sup>2</sup> - 1,75 m/s<sup>2</sup>. Опсеги су служили као функције циљног одзива за:

- дизајн антропо-динамичких лутака за процену ефикасности изолације вибрација у систему седиште-путник,
- развој модела тела човека који су од виталног значаја за квантификовање напона изазваних вибрацијама у различитим тачкама и за добијање интегрисаних алата за пројектовање система човек-машина,
- идентификацију алтернативних фреквентних пондера за процену излагања вибрацијама.

Табела 1.7 приказује синтезу објављених радова (Rakheja et al., 2010; Rakheja et al., 2020a) о функцији фреквентног одзива STHT за усправне положаје седења са допуном новије литературе.

**Табела 1.7.** Систематизација експерименталних услова у студијама које извештавају о функцији фреквентног одзива STHT тела човека у седећем положају изложеном вертикалној побуди (Rakheja, 2010; Rakheja et al., 2020a)

Аутор	Број испитан. (пол)	Маса (kg)	Побуда		
			Тип побуде	Фреквенција (Hz)	Амплитуда (m/s <sup>2</sup> r.m.s.)
Coermann (1962)	1 (М)	Средња вредност 84	Синусна	1-20	< 0,5 g вршно
Mertens (1978)	6 (М) 3 (Ж)	57-90	Синусна	2-20	4,85
Griffin et al. (1978)	18 (М) 18 (Ж)	/	Синусна	1-100	/
Griffin et al. (1978)	1 (М)	Средња вредност 80	Синусна	1-100	/
Hinz & Seidel (1987)	4 (М)	56-83	Случајна	2-12	1,5
Paddan & Griffin (1988)	12 (М)	58-81	Случајна	до 25	1,75
Zimmermann & Cook (1997)	30 (М)	Средња вредност 77,6	Синусна	4,5-16	1,0
Kitazaki & Griffin (1997b)	8 (М)	Средња вредност 74,6	Случајна	0,5-35	1,7
Wu et al. (1998)	6 (М)	58-73	Случајна	0,625-20	1,0
Hinz et al. (2001)	39 (М)	/	Случајна	1-20	0,7; 1,0; 1,4 пондерисано
Kim et al. (2005)	5 (М)	65,7-98,7	Случајна	1-50	1,0
Wang et al. (2008)	12 (М)	66,4-99,6	Случајна	0,5-15	0,25; 0,5; 1,0
Mandapuram et al., 2010	9 (М)	57-69	Случајна	0,5-20	0,25; 0,4
Dewangan, et al., 2013a	31 (М) 27 (Ж)	55-106 45,5-42,5	Случајна	0,5-20	0,25; 0,5; 0,75
Kumar; V.H. Saran, 2015	10 (М)	Средња вредност 70,9	Случајна	0,5-20	0,5; 1,0; 1,5
Bhiwapurkar et al. 2019	30 (М)	Средња вредност 71,06	Случајна	1-20	0,4; 0,8; 1,2
Singh et al., 2021	1 (М)	76	Случајна	0,5-15	0,25; 0,5; 1,0

Аутори су у раду (Zheng et al., 2011) првобитно развили динамички модел са 7 DOF, који је развијен за тело човека у седећем положају, без подршке наслоном. Модел је оптимизован тако да одговара функцији АМ у вертикалном правцу и функцији АМ у подужном правцу мерено на седишту. Модел тела човека је формиран минимизирањем грешке методом најмањих квадрата између експерименталних података и аналитичког решења функције АМ на седишту и наслоњу, тако да обухвата функцију АМ у вертикалном и подужном правцу. Испитивањем осетљивости параметара модела

показало се да су функције АМ у вертикалном и подужном правцу на седишту и наслону врло осетљиве на аксијалну крутост ткива испод карлице.

Биомеханички заснована предиктивна мера неудобности коју су представили аутори (Rahmatalla & DeShaw, 2011) проширена је на процену неудобности са више зглобова тела са фокусом на неудобност у врату и зглобовима унутар трупа током дискретне синусне побуде у бочном правцу. Уведен је нови концепт који се зове ефективна СТНТ (истовремено одређивање СТНТ одзива у вертикалном и напред-назад правцу) између седишта и главе, која описује како комбиновати биодинамички одговор тела човека на вибрације из више праваца. Пет мушких испитаника је седело на крутом седишту и било изложено синусној побуди амплитуде  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  фреквенције од 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, 2 Hz, 2,5 Hz, 3 Hz, 3,5 Hz, 4 Hz, 4,5 Hz, 5 Hz, 5,5 Hz, 6 Hz, 7 Hz, 8 Hz, 9 Hz, 10 Hz и 12 Hz. Побуда у трајању од 15 s је генерисана на осцилаторној платформи која је имала 6 DOF. Посматрана су два начина седења: седећи положај са наслоним и седећи положај без наслона. За оба начина седења, без обзира на локацију посматраних мерних тачака на глави или методе прорачуна коришћене за израчунавање ефективне функције фреквентног одзива СТНТ, функција СТНТ је имала веће амплитуде испод 2 Hz од субјективно оцењене неудобности. После 2 Hz, ефективна вредност СТНТ за начин седења без наслона показала је добро слагање са субјективно оцењеном неудобношћу. Након тога, испитиван је утицај вишеосних вибрација. У том делу експеримента учествовало је 12 мушких испитаника, изложених случајним вибрацијама истовремено у подужном, вертикалном и бочном правцу. Задато је убрзање од  $1,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  при фреквенцији 0,5 Hz - 12 Hz. Испитана су четири положаја седења: седиште без наслона, седиште са наслоним за леђа; седиште са наслоним за леђа и наслоним за руке; седиште са наслоним за леђа, наслоним за руке и ротирана глава удесно. Резултати показују како се сложене вибрације са више улаза и више излаза могу решити једном мером - ефективном СТНТ. Предложени ефективни концепт фреквентног одзива седиште/глава представља објективан начин за анализу утицаја ефекта положаја на биодинамички одговор тела човека.

Истраживање (Li et al., 2015) је имало за циљ да процени ефекат угла нагиба наслона за леђа и фреквенције вибрација на мишићну активност у динамичном окружењу. Процена ефекта је вршена помоћу мишићно-скелетног модела. У ту сврху је коришћен софтвер AnyBody Modeling System, који садржи детаљан опис мишићно-скелетног система човека. Случајним WBV у вертикалном правцу било је изложено 10 здравих испитаника на пет различитих фреквенција: 3 Hz, 4,5 Hz, 5 Hz, 6 Hz, 7 Hz и 8 Hz. Од испитаника се захтевало да седе у удобном положају за возњу. Угао нагиба наслона седишта је вариран од  $0^\circ$  до  $30^\circ$ , са кораком од  $5^\circ$ . У циљу добијања функција фреквентног одзива СТНТ, убрзање седишта и главе је измерено помоћу специјалног уређаја - хибридног „Polaris“ спектралног система (енг. *Hybrid Polaris Spectra System*). Повећана вредност вибрација узроковала је високу мишићну активност абдомена и десне ноге у случају када постоји нагиб наслона. Мишићне активности леве ноге су се смањиле при нагибу наслона напред. Мишићне активности лумбалног дела су нагло порасле код угла нагиба наслона од  $5^\circ$  и вредности фреквенције од 5 Hz. Закључено је да су мишићне активности услед утицаја вибрација биле веће од активности мишића када мишићи нису били изложени вибрацијама. Резултати показују да је фреквенција вибрација знатно утицала на мишићну активност лумбалног дела.

У истраживању аутора (Shibata, 2015) испитивани су одзиви тела човека преко функција фреквентног одзива СТНТ и АМ. Циљ је био да се одреди утицај фазних углова између трансляторних компоненти побуде у правцима две произвољне ортогоналне осе на биодинамичке одговоре тела испитаника у седећем положају. У овој студији је

испитивање рађено са спрегнутом побудом у две осе. Посматране су три комбинације побуде формиране од две синусне побуде у правцима: подужно и бочно, бочно и вертикално и подужно и вертикално. Дванаест испитаника је било изложено спрегнутим двоосним побудама за осам случајева ( $0^\circ - 315^\circ$ ) фазних разлика између две посматране осе за 6 фреквенција (1 Hz - 20 Hz). Амплитуда синусних вибрација за сваку осу била је  $0,6 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Разлика фазног угла између две вибрационе осе је утицала на вертикалне функције АМ, при фреквенцијама у опсегу 1 Hz - 4 Hz, и на функцију фреквентног одзива СТНТ при фреквенцијама у опсегу 1 Hz - 8 Hz. Резултати добијени у овој студији сугеришу да је фазни угао између две произвољне компоненте вибрација од великог значаја у бољем разумевању биодинамичког одговора тела човека у седећем положају изложеног вишеосним вибрацијама целог тела.

Аутори у раду (Dewangan et al., 2013a) истражују биодинамички одговор тела човека на вертикалне вибрације у смислу како пол и једанаест различитих антропометријских параметара утичу на СТНТ при вертикалној и хоризонталној побуди. Анализирано је 31 мушких и 27 женских испитаника за три нивоа вертикалне побуде ( $0,25 \text{ m/s}^2$ ,  $0,50 \text{ m/s}^2$  и  $0,75 \text{ m/s}^2$  r.m.s.) у фреквентном опсегу 0,5 Hz - 20 Hz, за два услова седења - седење без наслањања и када наклон постоји, док су руке биле на точку управљача. Резултати су показали да се вертикални и хоризонтални СТНТ одзиви за оба пола анализираних групе испитаника изразито разликују. Резонанца тела мушких испитаника била је већа од резонанце тела женских испитаника, док су максималне вредности амплитуда биле упоредиве. Маса тела је имала значајан утицај на биодинамички одговор тела и мушких и женских испитаника. Резонанца тежих испитаника била је нижа него код испитаника мање масе, док је максимална амплитуда фреквентног одзива СТНТ била већа за теже испитанике. Вертикални СТНТ одзив два пола са истом масом био је веома сличан за положаје седења током вожње, нарочито до 10 Hz.

Истраживање групе аутора (Zheng et al., 2019) је проучавало како функције СТНТ и АМ тела човека зависе од величине побуде у подужном правцу у присуству вертикалних вибрација. Убрзање у вертикалном и подужном правцу је мерено на 5 места на кичми на 12 мушких испитаника у седећем положају. Испитаници су излагани случајној побуди у фреквентном опсегу 0,25 Hz - 20 Hz за три амплитуде побуде:  $0,25 \text{ m/s}^2$ ,  $0,5 \text{ m/s}^2$  и  $1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Фреквентни одзив током побуде у подужном правцу показао је резонанцу око 1 Hz и секундарну резонанцу око 2,3 Hz. Повећањем амплитуде побуде у подужном правцу, или додавањем побуде у вертикалном правцу, вредности резонанци се смањују. При резонанци, доминантан режим изазван побудом у подужном правцу укључивао је савијање лумбалног дела и смичућу деформацију доњег торакалног дела кичме. У табели 1.9 приказана је систематизација објављених радова који су се бавили функцијом фреквентног одзива СТНТ тела човека у седећем положају изложеног вибрацијама у подужном правцу.

Истраживања (Dewangan et al., 2013a; Zheng et al., 2019) представљала су полазну тачку ове докторске дисертације. За разлику од ових истраживања, овде су у анализу укључена три угла нагиба наслона седишта и на основу добијених резултата за три интензитета вибрација и три правца деловања вибрација, израчунате су СТНТ функције свих експерименталних мерења, како у фреквентном, тако и временском домену, на основу којих су развијени ANN модели - за предвиђање СТНТ функције, и за оцену осцилаторне удобности посматраног положаја седења, на основу стандарда SRPS ISO 2631-1:2014.

**Табела 1.8.** Систематизација експерименталних услова коришћених у студијама које се баве функцијом фреквентног одзива седиште-глава СТНТ тела човека у седећем положају при подужним вибрацијама

Аутор	Број испитан. (пол)	Маса (kg)	Побуда		
			Тип побуде	Фреквенција (Hz)	Амплитуда (m/s <sup>2</sup> r.m.s.)
Paddan & Griffin, 1988b	12 (М)	Средња вредност 71	Случајна	до 16	1,75
Jalil & Griffin, 2008	12 (М)	50-85	Случајна	0,25-10	0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6
Hinz et al., 2010	8 (М)	64-105,9	Случајна	0,5-20	0,45; 0,90; 1,8
Rahmatalla & DeShaw, 2011	12 (М)	85±14,58	Случајна	0,5-12	1,8
Zhang et al., 2014	12 (М)	56-107	Случајна	0,25-40	0,4; 0,8; 1,2
Zheng et al., 2019	12 (М)	60,4-80	Случајна	0,25-20	0,25; 0,5; 1,0

Из анализираних радова се може закључити да постоји много фактора који утичу на функцију фреквентног одзива СТНТ тела човека. Најзначајнији су: правац и тип побуде, њихов интензитет и фреквенција, угао нагиба наслона седишта и други. Из тог разлога ће поменути фактори бити детаљно анализирани у поглављу 3 ове докторске дисертације.

#### Модел идентификовани у временском домену

Анализа вибрација треба да укључи посматрање сигнала у временском домену. Анализа амплитуде побуде може укључивати одређивање: вршне вредности, средње вредности, стандардне девијације, квадратног корена средње ефективне вредности (енг. *root-mean-square*, r.m.s.), процењене вредности дозе вибрације (енг. *estimated vibration dose value*, EVDV), вршног фактора (енг. *Crest Factor*, CF), вредности дозе вибрације (енг. *vibration dose value*, VDV) или дистрибуције амплитуда. Једна од метода за оцену удобности човека изложеног вибрацијама целог тела заснована је на ISO – 2631:1997 стандарду. Стандард ISO – 2631:1997 описује методе за процену периодичне, стохастичке и транзијентне WBV и утицај на здравље и удобност у фреквентном опсегу између 0,5 Hz - 80 Hz. За процену осцилаторне неугодности, ISO – 2631:1997 стандард прописује мерење убрзања у одређеним тачкама и у различитим правцима.

Први развијени модел у временском домену био је резултат истраживања аутора Latham-a (1957). Анализирани модел се састојао од две концентрисане масе (тело и седиште) повезане опругом, и служио је да истражи убрзање приликом катапулта пилота из авиона.

Удобност путника и возача у возилу који су изложени вибрацијама, зависи не само од фреквенције вибрација, правца побуде већ и од времена излагања вибрацијама (Gallais et al., 2008). Ова теза је истраживала ефекте подршке телу, фреквенције, таласног облика и правца побуде, како би се побољшало разумевање укључених механизма, као што су биодинамички одговори тела и активности мишића. Спроведен је развој и тестирање новог модела мерења неугодности у времену, који је захтевао да испитаници прилагоде величину вибрација како би задржали константну неугодност у времену. Резултати су

показали да се вредност вибрација за постизање константног нивоа неудобности смањила током времена, па се закључује да се осетљивост на вибрације повећава са временом трајања.

Циљ истраживања (Aziz & Arslan, 2012) је била анализа утицаја вертикалних вибрација возила на тело возача. Да би се постигао овај циљ, биодинамички модел тела човека са 11 DOF је уграђен у модел возила и овај комбиновани модел човека и возила је био изложен симулираним неравнинама на путу које су добијене комбиновањем случајних и хармонијских вибрација. Задато је да се возило креће константном брзином од 20 m/s. Након динамичке анализе предложеног модела, добијена су ефективна убрзања појединих делова тела човека. Из резултата се закључило да је путник на седишту изложен вибрацијама у вожњи од око 9 Hz током 6 h - 7 h, осећао општу неудобност, болове у стомаку, потребу за мокрењем и континуирану контракцију мишића. Наведени физиолошки ефекти деловања вибрација на тело човека су анализирани коришћењем критеријума наведених у ISO 2631-1:1997.

Истраживање (Mansfield et al., 2014) се бавило истовремено анализом материјалом седишта, дуготрајном неудобношћу и динамиком вибрација. Циљ је био дефинисање и тестирање модела за описивање дуготрајне неудобности услед вибрација. Након спроведене три студије различитих дужина трајања, дошло се до закључка да се неудобност временом повећава када су испитаници изложени вибрацијама целог тела. Однос између пријављене неудобности, интензитета вибрација и дужине трајања може се описати помоћу мултифакторског линеарног модела. Закључено је да ће игнорисање неког од делова овог линеарног модела (статичког, динамичког или временског) угрозити разумевање неудобности.

Аутори (Burkhard et al., 2021) су мерили убрзања на поду возила, испуни седишта, наслону и стопалима испитаника. Возило се кретало на 5 различитих путева, од макадама до асфалта, брзином од 20 m/s. Пондерисањем ефективних вредности убрзања у појединим правцима са тежинским фактором  $k$ , одређена је укупна вредност убрзања. Закључак је да је просечно убрзање у свим правцима на глави за  $0,57 \text{ m/s}^2$  веће него на поду седишта.

У оквиру ове докторске дисертације, анализом вибрација у временском домену на бази стандарда SRPS ISO 2631-1:2014, извршена је оцена осцилаторне удобности на основу укупне средње ефективне вредности пондерисаног убрзања. Коришћени ANN модели на основу којих је извршено предвиђање и оцена осцилаторне удобности су развијени на принципу временских серија.

# 2.

## 2 УТИЦАЈ ВИБРАЦИЈА НА ВОЗАЧА

Од 1960-их година, многа истраживања су се бавила проучавањем вибрација целог тела. Излагање вибрацијама у возилу је широко повезано са различитим ризицима по здравље. Дуготрајно излагање вибрацијама проузрокује штетне ефекте на мишићно-коштани систем човека, посебно на лумбални део кичме. Повезано је са низом проблема, попут дегенеративних поремећаја кичме, болести и оштећења кичменог стуба. Аутори (Bovenzi & Hulshof, 1998) су закључили да је распрострањеност обољења кичменог дела заступљенија код возача него код радника који су иначе изложени вибрацијама.

Утицај вибрација на тело човека се може проценити на основу три различита нивоа осетљивости:

- квалитет здравља,
- квалитет удобности и
- квалитет перцепције.

Оцена квалитета здравља обухвата истраживање излагања дуготрајним вибрацијама и вибрацијама великих интензитета које могу довести до повреде или погоршања здравља. Ефективна вредност, фреквенција, правац деловања и трајање побуде утиче на организам човека. Познато је да фреквенције од 30 Hz са краткотрајним WBV или његових делова могу чак деловати умирујуће, док фреквенције у опсегу 45 Hz - 100 Hz са амплитудама изнад 100  $\mu\text{m}$  могу бити јако опасне (Paddan & Griffin, 1998). Квалитет удобности проучава се основним приступом - спровођењем лабораторијских испитивања у реалним условима. Резултати испитивања код хармонијских и случајних вибрација представљају се преко граничних кривих удобности које дају ефективне вредности убрзања у зависности од фреквенције вибрација, за одређени смер вибрација и време излагања. При повећању времена трајања побуде расте и осећај неудобности, док тај осећај опада при повећању фреквенције изнад 10 Hz.

Бројне студије су првенствено фокусиране на вертикалне вибрације како би се оцениле динамичке карактеристике одзива тела човека. Примарни циљ је утврдити величину резонанце тела човека и вредност фреквенције повезане са највећим померањима тела. Доминантна резонанца тела човека изложеног вертикалним вибрацијама је у интервалу 3 Hz - 6 Hz, што објашњава зашто вибрације ниске фреквенције утичу на удобност особа у седећем положају (Rakheja et al., 2010; Paddan & Griffin, 1998).

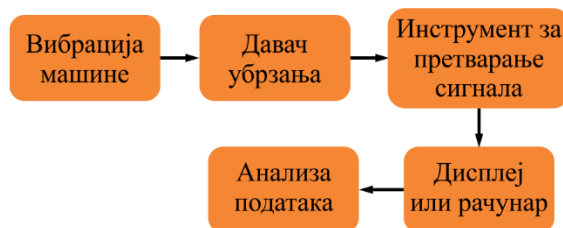
### 2.1 КАРАКТЕРИСТИКЕ ВИБРАЦИЈА

#### 2.1.1 Интензитет вибрација

Постоји више начина помоћу којих се може мерити величина осцилаторног кретања. Поступак мерења вибрација започиње тако што претварач вибрација претвара вибрације

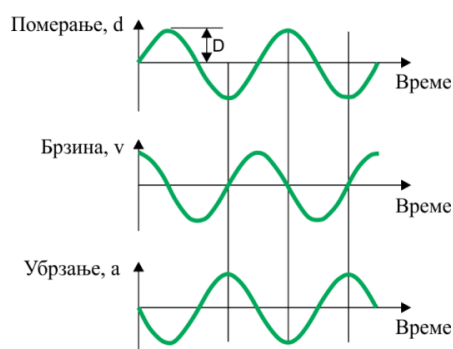


тела у електрични сигнал. Генерално, претварач је уређај који трансформише промене механичких величина као што су померање, брзина, убрзање и сила у промене електричних величина (напон или струја). На слици 2.1 је приказан поступак мерења вибрација.



Слика 2.1. Поступак мерења вибрација (адаптирано према Goyal & Pabla, 2016)

Померање, брзина и убрзање су механички параметри који су међусобно повезани (слика 2.2). Ако је познато померање, брзина и убрзање се могу добити диференцирањем.



Слика 2.2. Основне величине за мерење и описивање вибрација (адаптирано према Griffin, 1990)

Интензитет осцилација се алтернативно може дефинисати брзином, која је директно повезана са енергијом која је укључена у кретање. Амплитуда од врха до врха (енг. *peak to peak*) брзине је разлика између максималне брзине у једном смеру и максималне брзине у супротном смеру. Код сложених кретања, интензитет убрзања може се изразити преко термина „од врх до врха“ или вршне вредности убрзања. Често је пожељно да се интензитет убрзања изрази у виду просечне мере. Мера која се највише користи у инжењерству је квадратни корен средње квадратне вредности (ефективна вредност, r.m.s.) која се обично усваја као метод квантификовања интензитета излагања вибрацијама.

## 2.1.2 Фреквенција вибрација

Периодично кретање се идентично понавља у временском интервалу који се назива његов период. Будући да људски одговор може у великој мери зависити од фреквенције вибрација, врло често је потребно назначити фреквентни садржај вибрација. Фреквенција се може одредити различитим методама, укључујући употребу електронских филтера и рачунара.

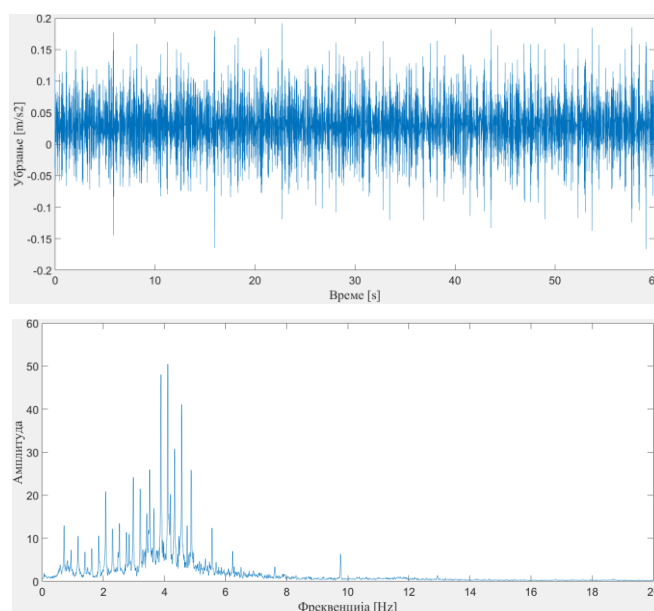
## 2.1.3 Дужина трајања вибрација

Трајање неких излагања вибрацијама може се једноставно одредити коришћењем сата или штопернице. Међутим, трајање је такође укључено у све методе мерења интензитета

(и фреквенције) вибрација. Постоји много могућих начина мерења интензитета вибрација и сви они могу дати различите вредности за исто кретање у зависности од расположивих мерних инструмената. Поједини мерни инструменти не дају једнаку важност свим интервалима (нпр. код правоугаоног осредњавања), већ придају већу важност скорашњим вредностима (код експоненцијално осредњавања), (Griffin, 1990). У оба случаја добијене вредности зависе од периода мерења, али, иако се правоугаоно осредњавање може користити током дужих периода, експоненцијално осредњавање обично укључује „временску константу“ која је често у интервалу од 1 s. Са друге стране, људски одговор на вибрацију не варира у зависности од тога које су временске константе уграђене у давач који се користи за мерење вибрација. Правоугаоно осредњавање и експоненцијално осредњавање су инжењерске методе усвојене ради практичне погодности. Закључак студија је да избор метода осредњавања ипак треба да се заснива више на погодности него на тачности (Griffin, 1990).

#### 2.1.4 Временски/фреквентни домен

Појава вибрација у времену припада временском домену. Приказ кретања вибрација у временском домену назива се временски таласни облик. Фреквентни спектар, који представља величину амплитуде на различитим фреквенцијама, добија се пропуштањем измереног сигнала кроз одговарајући филтер који је заправо подешен тако да пропусти одређени опсег фреквенција. Спектар је излаз у фреквентном домену. Свака детаљна анализа података о вибрацијама врши се у фреквентном домену. Трансформација из временског у фреквентни домен се постиже применом методе брзе Фуријеове трансформације (енг. *Fast Fourier Transformation*, FFT), (слика 2.3).



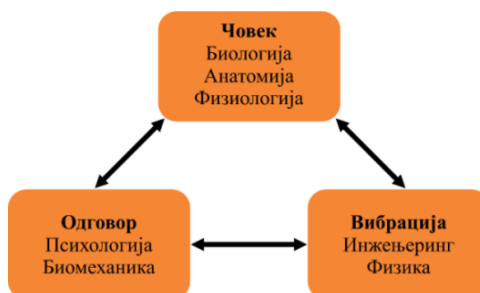
Слика 2.3. Илустрација конвертовања сигнала из временског у фреквентни домен

## 2.2 ОДГОВОР ТЕЛА ЧОВЕКА НА ДЕЈСТВО ВИБРАЦИЈА

Одговор тела човека на вибрације се изучава већ дуги низ година као дисциплина у оквиру истраживања система возила. Три кључна елемента за изучавање деловања вибрација на тело човека су:

- *човек* - потребно је разумети одређене аспекте биологије, физиологије и анатомије, како би се разумела дисциплина,
- *одговор* - потребно је размотрити како човек реагује на утицај вибрација као и њихов потенцијални утицај на здравље и
- *вибрација* - потребно је познавање вибрационог окружења како би се одредиле одређене мере заштите од вибрација.

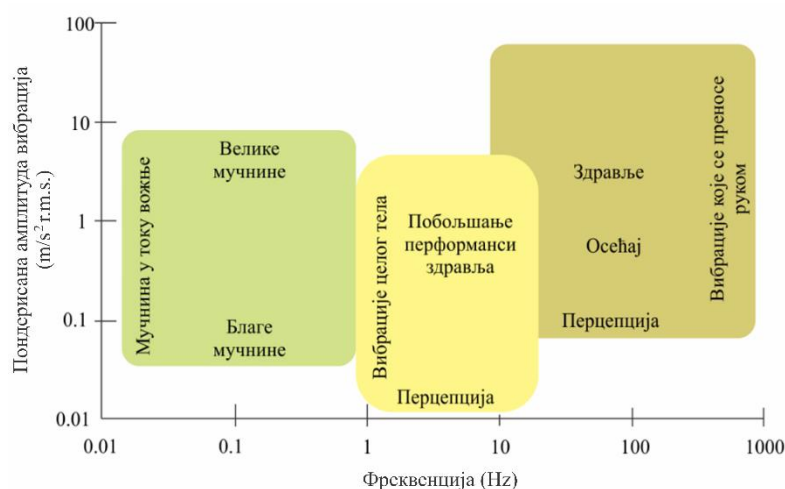
На слици 2.4 су приказани елементи за изучавање вибрација тела човека.



Слика 2.4. Кључни елементи истраживања одзива тела човека на деловање вибрације (адаптирано према Mansfield, 2004)

Реакција тела на вибрације се може поделити у три категорије (слика 2.5):

- *болест кретања или морска болест* (енг. *motion sickness*) - се јавља услед деловања вибрација ниских фреквенција, од 0,1 Hz до 1 Hz, које проузрокују мучнине, губитак свести и на крају повраћање,
- *вибрације целог тела* (WBV) - јављају се обично у возилима при фреквенцијама између 1 Hz и 50 Hz и утичу на цело тело возача,
- *вибрације руку* (енг. *hand vibration*) - високе вредности фреквенција, настају коришћењем различитих електричних машина.



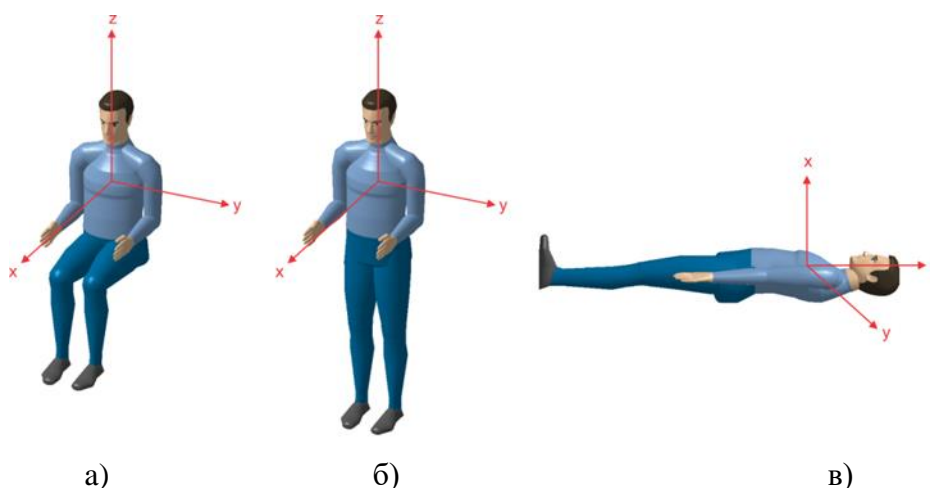
Слика 2.5. Карактеристичне вредности фреквенција и ефекти вибрација на тело (адаптирано према Mansfield, 2004)

Утицај вибрација на људско тело се исказује на различите начине, јер одређене вредности фреквенција имају различите утицаје на различите делове тела. Утицај фреквенција на различите делове тела је приказан у табели 2.1.

**Табела 2.1.** Ефекти на здравље човека изложеног вибрацијама целог тела (Rasmussen, 1982)

Ефекат на здравље услед вибрација целог тела	Фреквенција [Hz]
Општи осећај неудобности	4-9
Симптоми главобоље	13-20
Симптоми трњења доње вилице	6-8
Утицај на говор	13-20
Бол у грлу	12-16
Болови у грудима	5-7
Болови у трбуху	4-10
Нагон за мокрењем	10-18
Повећан мишићни тонус	13-20
Утицај на покрете дисања	4-8
Контракције мишића	4-9

У свакодневном животу тело човека није изложено чистим и једноставним вибрацијама, већ излагања укључују сложене побуде различитих фреквенција, амплитуда и правца. Различити делови тела имају различите резонантне фреквенције. Тело човека има различите резонантне фреквенције за вибрације у различитим правцима. Међународни стандард ISO 2631-1:1997 дефинисао је ортогонални координатни систем за испитивање деловања вибрација на човека у различитим правцима. На слици 2.6 је приказан координатни систем за проучавање деловања механичких вибрација на човека.



**Слика 2.6.** Координатни системи за: а) седећи, б) стојећи и в) лежећи положај тела према стандарду ISO 2631-1:1997; x оса – леђа/груди; y оса – десна/лева страна; z оса – стопало/глава

### 2.3 НЕУДОБНОСТ ВОЗАЧА И УТИЦАЈНИ ФАКТОРИ

Приликом испитивања удобности или неудобности возача важно је да се значење ових појмова у потпуности разуме и дефинише, тако да истраживач има јасну дефиницију како се ови појмови доживљавају. Концепт удобности тешко је дефинисати и измерити.

Аутор (Branton, 1969) је сугерисао да се удобност може дефинисати само у смислу њеног одсуства, јер се заправо може осећати само неудобност. Други аутори описују неудобност као „физичко оптерећење“ и повезују је са негативним осећајима бола, притиска, тврдоће и иритације када се односи на седење (Vink, 2005), указујући да се непријатност односи на физичке факторе и стресове којима је изложено тело човека. Многи истраживачи посматрају удобност и неудобност у опсегу од велике неудобности преко неутралног стања до велике удобности (De Looze et al., 2003). То произилази из чињенице да људи дају различите одговоре у континуитету у опсегу од јако позитивних до јако негативних (Richards, 1980). Овај принцип је основа за многе скале оцена које се користе за процену субјективне удобности седишта (слика 2.7).

1	Веома удобно
2	Умерено удобно
3	Прилично удобно
4	Неутрално
5	Мало неудобно
6	Умерено неудобно
7	Веома неудобно

**Слика 2.7.** Седам нивоа континуалне скале оцењивања (Gyi & Porter, 1998)

Концепт неудобности, за разлику од концепта удобности, представља бољи избор за процену удобности јер се након дуге вожње код возача јавља осећај бола у лумбалном делу тела. Када се концепт неудобности јасно дефинише у сврси истраживања, потребно је проучити факторе који доприносе перцепцији неудобности на седишту возила, па ће у даљем тексту бити представљени различити фактори који су утврђени у литератури.

### *Индивидуални фактори*

Ергономија као мултидисциплинарна и интердисциплинарна наука показује да је свака особа различита, али приликом дизајнирања производа или окружења, мора се осигурати да они служе свим потенцијалним корисницима. Ергономија укључује тзв “дизајнирање за већину”, како би се осигурало да већина корисника унутар предвиђене популације корисника може да употреби производ на одговарајући начин (Bhise, 2011). Поље ергономије возила није изузетак и одлуке о дизајну морају се доносити уз добро познавање физичке и когнитивне ергономије, анатомије, физиологије и биомеханике појединца, посебно у вези са телом у седећем положају (Gyi, 2013).

Ергономски критеријуми везани за антропометрију дуго се сматрају кључним аспектом удобног седења. Гледано из ове перспективе, конструктори морају осигурати да се низ људи, од ниских до високих, уклапају у седиште и осете удобно. Генерално, пројектовање седишта возила зависи од циљне популације, са ограничавајућим вредностима одговарајућих димензија (5-ти перцентил женских особа и 95-ти перцентил мушких особа). Што је већи број подесивих карактеристика елемената у возилу, већа је вероватноћа да возач може постићи низ удобних положаја. На пример, дужина седишта или испуна је важна одредница за ослонац бутина. Дуг јастук може вршити притисак на задњи део ногу у близини колена што резултира локалном нелагодом услед смањеног дотока крви у ноге (Reed, 2000). Због тога је дужина јастука ограничена дужином потколенице до седалног дела за петопроцентну популацију жена, или најнижом особом коју дизајн треба да укључи. Познавање и разумевање антропометрије возача је пресудно код дизајнирања седишта у возилу и многе студије су имале за циљ да

унапреде знање о антропометрији возача и дефинишу његову везу са положајем у току вожње.

Вредно је напоменути да, како антропометрија варира између популације појединих земаља, културне разлике могу изазвати сличне разлике у погледу перцепције неугодности. Стога је потребно да седишта задовоље склоности засноване на култури и очекивања удобности седишта. Аутор (Kolic, 2008) објашњава да западни Европљани више воле чвршћа седишта у поређењу са северноамериканцима. То додаје још једну димензију проблемима који окружују концепт индивидуалних разлика и опет указује на потребу екстремне прилагодљивости или добро дефинисане популације за коју је возило дизајнирано.

#### *“Обликовање возила“*

„Обликовање возила“ (енг. *Vehicle Packaging*) је назив који се користи у аутомобилској индустрији за дефинисање положаја и облика различитих компоненти и система у возилу. Овај назив такође узима у обзир и ергономске потребе возача и путника. „Обликовање“ положаја седења укључује бројне факторе, укључујући положај возача и свих осталих путника, разне зоне дохвата, видљивости (нпр. енvelope дохвата руке и видна поља); и друге релевантне детаље и димензије возила (точак управљача, под, папучице, седишта, наслони за руке, ручица мењача, ретровизори), (Bhise, 2011).

Сматра се да „обликовање“ возила има примарни циљ остваривања удобности у возилу при чему дефинише простор и то: радно место возача и простор за путнике (простор за главу, простор за ноге, простор за рамена и бокове) и једноставност употребе команди возила. Претпоставка је да ће исто седиште, постављено у два различита возила, добити различите оцене удобности. „Обликовање“ возила уско је повезано са антропометријом и положајем тела човека у возилу. Аутомобилски ергономисти и конструктори истакли су важност доброг обликовања возила у циљу смањења неугодности у возилу уз много истраживања оптималне висине седишта, видног поља возача и положаја папучица/точка управљача (Bhise, 2011).

Систем ослањања возила је једна од најважнијих компоненти возила која директно утиче на безбедност, перформансе и ниво вибрација. Тродимензионални модел овог система представља јако битан фактор у анализи његовог рада. Главна сврха контроле вибрација ослањања возила је да се смањи убрзање ослоњене масе како би се побољшала удобност вожње и да се одржава правилна кинематика тачкова како би се обезбедила способност држања пута. Бројна литература проучава утицај вибрација на систем ослањања (Poric et al., 2011; Mihai & Andronic, 2014; Macuzic et al., 2018; Abdulrazzaq et al., 2019).

#### *Социолошки фактори*

Други параметар који може утицати на перцепцију непријатности су социолошки фактори везани за возила. Исто седиште, које се продаје под другим логотипом произвођача, можда ће добити различите оцене удобности (Kolic, 2008). Логотип возила повезан је са купопродајном ценом возила, а логотип и продајна цена могу се сматрати социолошким факторима. Значење или утисак о неком бренду аутомобила почива у умовима потрошача на основу онога што су током времена научили, осетили, видели и чули (Keller, 1993). Претходно искуство корисника може имати огроман утицај на очекивања о удобности у возилу. На пример, у аутомобилској индустрији, брендови попут Hyundai-а или Škoda-е настављају да се боре против дубоко укорењених негативних конотација међу појединим групама потрошача, док објективни параметри указују на висок квалитет возила (Homer, 2008). Поред тога, Volkswagen је повукао свој

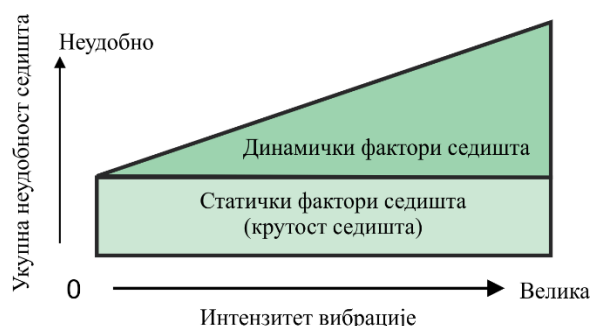
модел Phaeton са америчког тржишта јер амерички потрошачи нису били вољни да купе шести најбољи аутомобил на свету уколико има VW логотип. Супротно томе, Mercedes успева да одржи релативно повољан углед марке упркос проблемима са квалитетом код појединих модела. Утицај социолошких фактора на продају возила на тржишту показује да без обзира колико је добро конструисано возило, постоје предрасуде које се тешко мењају.

### *Фактор седиште*

Многи фактори о којима се расправљало до овог тренутка у великој мери зависе од појединца или властитих склоности возача. Међутим, једна група фактора која у великој мери управља пројектовањем су фактори седишта. Аутор (Kolich, 2008) је дефинисао ове факторе и укључио такве променљиве као што су крутост седишта, геометрија, контура, прозачност (способност тканине да апсорбује влагу и ослободи је кроз сам материјал) и облик. Крутост се односи на отпорност система седишта, геометрија дефинише облик седишта у смислу ширине, дужине и висине, док се контура бави профилем контактне површине. Кондукција топлоте у комбинацији са густином испуне и материјалом тканине може утицати на неудобност седишта у возилима у екстремним условима, нарочито када се узме у обзир термичко окружење возила. Поред тога, укључен је дизајн, јер естетски квалитет седишта може утицати на перцепцију удобности.

### *Динамички фактори*

Концептуални модел неудобности аутора Kolich-а (2008), сажима многе факторе који утичу на удобност седишта возила, али овај модел не узима у обзир чињеницу да је возило „динамички систем“. Свако возило изложено је некој врсти вибрација. Бројна истраживања су показала да сваки облик вибрација, чак и мале вредности, може довести до неудобности и одвлачења пажње током вожње (Griffin, 2007; Vink, 2011). Извори вибрација могу бити режим вожње возила или неравнине на путу (Mansfield, 2013). Према ауторима (Ebe & Griffin, 2000a; Ebe & Griffin, 2000b) два фактора утичу на удобност седишта: статички и динамички (слика 2.8). Статички фактори повезани су са крутошћу и удобношћу седишта, као што је дефинисано у Kolich-овом концептуалном моделу. Ови фактори се не мењају под утицајем динамике возила. С друге стране, динамички фактори повезани су са вибрацијама целог тела које се јављају у условима вожње. Када се интензитет вибрације повећа, динамичка неудобност ће се брже повећавати код седишта лошијих динамичких карактеристика, слика 2.8.



**Слика 2.8.** Ебе-ов модел укупне неудобности у седиштима аутомобила (Mansfield, 2004)

О концепту удобности и неудобности у седећем положају још се расправља. Иако се многи радови баве неудобношћу седења (Beard & Griffin, 2013; Kyung & Nussbaum,

2008a; Kyung & Nussbaum, 2009; Kyung et al., 2008b; Sammonds et al., 2014) постоји проблем процене удобности у односу на било који фактор, јер је удобност веома субјективна и варира у зависности од особе до особе.

У литератури је утврђено да утицај излагања вибрацијама целог тела на неудобност и здравље возача зависи од неколико фактора: фреквенције, трајања и интензитета вибрације, површине између тела и извора вибрације, врсте побуде, положаја и оријентације тела (Mansfield, 2005). Многе лабораторијске студије су утврдиле утицај фреквенције на удобност (Shoenberger & Harris, 1971; Howarth & Griffin, 1988), често користећи семантичке скале за оцену удобности, и показале су да је тело најосетљивије на фреквенцијама резонанци (Mansfield et al., 2014). Резонантна фреквенција тела човека креће се од 2 Hz за доње удове, 4 Hz - 8 Hz за труп и рамена и 50 Hz - 200 Hz за руке (Griffin, 1978). Подужне вибрације утичу на различите сегменте тела за разлику од вертикалних вибрација које углавном погађају грудни кош (Qassem & Othman, 1996). Фреквенција вибрација није важна само када се посматра њихов утицај на човека, већ је и динамички одзив седишта у возилу функција фреквенције и дефинисан је као мера преносивости (однос вибрације измерене на површини седишта и вибрације измерене на поду возила). Преносивост је повезана са динамичким факторима седишта, а аутомобилска седишта су у стању да појачавају или умањују излагање вибрацијама. Као резултат тога, перформансе седишта нису константне и како се мењају неравнине на путу, тако се мења и способност седишта да ублажава вибрације (Mansfield et al., 2014).

Поред фреквенције, показало се да интензитет вибрација негативно утиче на укупну удобност у возилима (Ebe & Griffin, 2000a; Ebe & Griffin, 2000b; Mansfield et al., 2014). Возачи могу бити изложени различитим фреквенцијама и интензитетима вибрација током трајања вожње и мало је истраживања која показују како се неудобност мења у функцији фреквенција вибрација и/или промене интензитета вибрације.

Још један од фактора који утиче на удобност је таласни облик сигнала (Mansfield, 2005). Претходна истраживања показала су да удари могу узроковати више неудобности у односу на друге типове вибрација исте фреквенције. Интеракција између интензитета, фреквенције и облика сигнала извора вибрација је важна и сложена. Сви ови фактори се морају узети у обзир да би се у потпуности разумео утицај на човека, посебно у погледу удобности и ефеката на здравље. Међутим, вибрација није увек негативан осећај. Покрети и силе које делују на тело могу пружити повратне информације појединцу о ситуацији која се одвија (Morgan, 2011). Вибрације у возилу су, на пример, тренутни знак возачу да мотор ради и могу да се искористе за пружање информација у вези са брзином и типом површине пута. Због тога, недостатак повратних информација може резултирати смањеним радним перформансама, а недостатак вибрација у возилу може имати негативне последице на возачеву способност обављања радних задатака.

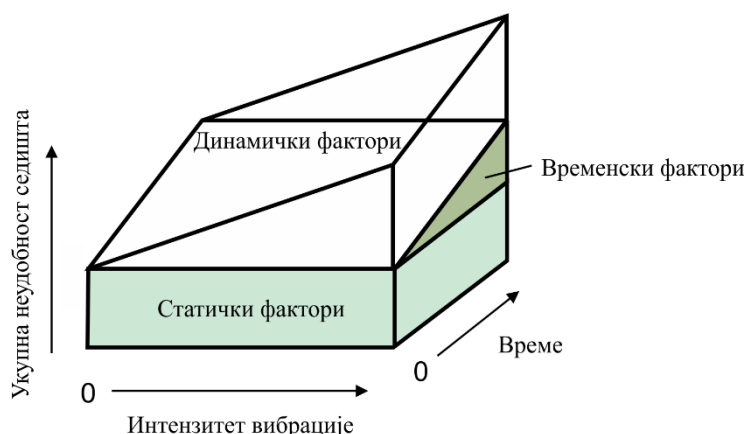
### *Временски фактори*

Наредни фактор који утиче на неудобност путника који није обухваћен Kolich концептуалним моделом (Kolich, 2008) је време проведено у вожњи. Многа возила се купују на основу удобности у изложбеном салону (Mansfield, 2005). Анализа у изложбеном простору обухватила је све описане факторе, али је аутор Колич, занемарио трајање седења. Дуго седење у једном положају доводи до повећања неудобности без обзира на то да ли делује вибрација или не.

Ебе-ов модел је користан приказ удобности у возилу у било које одређено време, али не укључује временске аспекте. Неколико година касније, аутор (Mansfield, 2005) је развио допуњену верзију овог модела. Нови модел укључује додатну осу - време (слика 2.9), јер



се непријатност постепено повећава када особа дуже време проведе у датом положају (Smith, 2015; De Carvalho & Callaghan, 2011).



Слика 2.9. Допуњена верзија Ебе-овог модела (Mansfield, 2005)

## 2.4 ОСЦИЛАТОРНА НЕУДОБНОСТ

Главни приступ у разумевању односа између вибрација и удобности је систематско лабораторијско истраживање у коме се мери како варијације вибрационих побуда изазивају промене у процени неудобности испитаника. Ране студије су се превасходно бавиле ефектима варирања фреквенције вибрација. Каснија истраживања су проучавала сложеније услове, укључујући вишефреквентне вибрације, вишеосне вибрације и ударе. Експерименти су такође спроведени да би се утврдиле субјективне реакције испитаника на вибрације у стварном окружењу и реакција у лабораторијским симулацијама реалних вибрација. Иако таква испитивања могу пружити проверу закључака систематских студија појединих варијабли вибрација, она су углавном ограничена на процену само неколико услова. Опсег и сложеност варијабли вибрација (нпр. фреквенција, оса, улазни положај), заједно са њиховом међусобном зависношћу у реалним окружењима, отежавају успостављање општих поступака за предвиђање вибрационе неудобности искључиво из студија одговора на реалне покрете. Варијабилности оцене неудобности унутар субјеката (енг. *intra-subject variability*) и између субјеката (енг. *inter-subject variability*) су од великог значаја. Релативна неугодност коју изазивају две фреквенције вибрације може се доста разликовати код два различита испитаника. Постојање ова два извора варијабилности умањује значај мишљења појединца о личној перцепцији вибрација и чини кључним да се закључци заснивају на добром статистичком третману одговора многих појединаца. Ово захтева осмишљавање експеримента који омогућавају употребу статистике за тестирање хипотеза. Само на овај начин скуп расутих резултата, за који је позната вероватноћа, може довести до закључка који ће бити валидан (Griffin, 1990).

# 3.

## 3 ИНДИКАТОРИ ЗА ОЦЕНУ ПРЕНЕТИХ ВИБРАЦИЈА НА ВОЗАЧА

У циљу проучавања ефеката вибрација на тело човека постоји потреба за квантификавањем карактеристика вибрација тела човека. Две примарне карактеристике вибрација су фреквенција и амплитуда, а показано је да обе различито утичу на човека. Уобичајени приступи мерења одговора тела човека на дејство вибрација укључују коришћење функција фреквентног одзива АМ, STHT, MI и DPMI. Параметри ових функција могу се повезати са динамиком тела човека и како тело реагује током излагања вибрацијама.

### 3.1 МЕТОДЕ ЗА ПРОУЧАВАЊЕ НЕУДОБНОСТИ ВОЗАЧА

Савремена истраживања посвећена су проучавању интеракције возач - возило како би се што боље разумела ова проблематика и што више ублажила неудобност (Griffin, 2007; Smith, 2015; Macuzic et al., 2017; Macuzic & Lukic, 2018b). Аутор (Parsons, 2000) је дефинисао четири различите методе које се користе у проучавању интеракције путника и возила:

- субјективне методе, које захтевају од испитаника да пријави своје опажање окружења у коме се налази. За ту сврху се користе дефинисане скале или разрађени упитници (De Looze et al., 2003). Предност ових метода се огледа у томе што су једноставне за употребу и представљају најприкладнији начин за процену психолошких субјективних одговора као што је удобност. Недостатак се огледа у могућој методолошкој пристрасности, због психолошких фактора,
- објективне методе којима се добијају директна мерења реакције тела на окружење, на пример, убрзање делова тела, телесна температура, перформансе извршења задатака, слушне способности или откуцаји срца. Психолошке пристрасности се заобилазе овим методама, али свакако оне имају недостатке. Ове методе се не могу директно користити за процену субјективних реакција попут неудобности. Постоје покушаји да се субјективна удобност повеже са величинама које мере објективне методе, као што је на пример брзина откуцаја срца, али се то још увек истражује,
- методе понашања заснивају се на посматрању понашања испитаника или путника (на пример, промене држања, одређених положаја, трептања). Закључци о одговору на окружење могу се извући из ових запажања, користећи моделе односа између одговора и понашања. Предност ових метода је што оне не модификују величину коју мере. Међутим, потребан је модел интерпретације, а понекад је тешко бити сигуран око узрока одређеног понашања,

- методе које се заснивају на моделима реакција у окружењу. Предност ових метода је у томе што су практичне за употребу, поуздане, брзе, и могу се користити и у дизајну и процени параметара окружења. Недостатак је што су модели често и превише једноставни да би узели у обзир све параметре који утичу на одговоре.

## 3.2 СТАНДАРДИ ЗА МЕРЕЊЕ ВИБРАЦИЈА ЦЕЛОГ ТЕЛА

Први стандарди који се односе за вибрације, појавили су се седамдесетих година прошлог века, али су најважнији прописи успостављени тек крајем прошлог и почетком овог века (Griffin, 1990). Подложни су сталним променама у складу са технолошким побољшањима код мерења нивоа вибрација.

Међународна организација за стандардизацију (ISO) дефинише стандарде као документоване споразуме који садрже техничке спецификације или друге критеријуме који се користе као правила и смернице за даља истраживања. Такође, стандарди се користе за дефинисање методологије мерења. Најкориснија примена стандарда код истраживања вибрација целог тела се огледа у формирању генерализованих метода за мерење. ISO стандарди и европске директиве и препоруке које се баве вибрацијама које се преносе преко руку или које делују на цело тело су:

- ISO 2631-1:1997 - односи се на вибрације целог тела,
- ISO 10326-1:2016 - лабораторијско испитивање вибрација на седиштима моторних возила,
- европска директива 2002/44/EC за излагање вибрацијама на радном месту,
- ISO 5349-1:2001 - односи се на вибрације које се преносе преко руке,
- ISO 8041-1:2017 - прописује како треба да буде пројектована и класификована мерна опрема,
- ISO 5982:2019 - односи се на биодинамички одговор тела човека изложеног вибрацијама целог тела,
- ISO/TR 10687:2022 – односи се на опис и одређивање положаја седења у односу на вибрације целог тела.

Најпознатији стандарди за мерење и процену вибрација целог тела су BS 6841:1987, ISO 2631-1:1997, ISO 2631-1:2014. Код вишеосних вибрација, осетљивост на вибрације испод 1 Hz је посебно дефинисана, јер те вибрације изазивају осећај мучнине. Стандард ISO 2631-1:2014 дефинише методе мерења периодичних, случајних и транзијентних вибрација које се односе на цело тело. Такође, одређује границе прихватљивости утицаја излагања вибрацијама, као и фреквентне домене који утичу на:

- здравље, удобност и перцепцију (0,5 Hz - 80 Hz),
- мучнину при вожњи („морска болест“ или „болест кретања“) (0,1 Hz - 0,5 Hz).

Постоји неколико начина за оцену удобности које су дефинисане SRPS ISO 2631–1:2014 стандардом:

- ефективна вредност убрзања,  $a_{r.m.s.}$ ,
- пондерисана вредност убрзања,  $a_w$ ,
- дневно излагање вибрацијама,  $A(8)$  и
- вредност дозе вибрација (енг. *vibration dose value* – VDV).

**Ефективна вредност убрзања** ( $a_{r.m.s.}$ ) се рачуна на следећи начин:

$$a_{r.m.s.} = \sqrt{\frac{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 + \dots + a_n^2}{n}}, \quad (3.1)$$

Вредности  $a_1$ ,  $a_2$  до  $a_n$  представљају вредности измерених убрзања, где је  $n$  број узорака у посматраном интервалу времена. Свака од вредности у једначини (3.1) представља модул убрзања за све три осе давача убрзања ( $x$ ,  $y$  и  $z$ ) који се рачуна по формули (3.2):

$$a = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}, \quad (3.2)$$

Стандард ISO 2631-1:1997 даје прихватљиве вредности осећаја неудобности човека у зависности од дневног излагања вибрацијама, али не дефинише конкретне границе. У табели 3.1 су приказане поменуте вредности неудобности.

**Табела 3.1.** Вредности неудобности под дејством вибрација целог тела (према ISO 2631-1:1997 и SRPS ISO 2631-1:2014)

Дневно излагање вибрацијама [ $m/s^2$ ]	Доживљени ниво удобности/неудобности
<0,315	Без неудобности
0,315 – 0,63	Мала неудобност
0,5 – 1,0	Прилична неудобност
0,8 – 1,6	Неудобно
1,25 – 2,5	Веома неудобно
>2	Изузетно неудобно

**Пондерисана вредност убрзања** ( $a_w$ ) представља утицај фреквенција вибрација при одређеном убрзању. Рачуна се по обрасцу (3.3):

$$a_w = \sqrt{\sum_{i=1}^n (w_i a_i)^2}, \quad (3.3)$$

где  $a_i$  – представља вредност убрзања у узорку  $i$ ,  $w_i$  – пондерисана вредност за узорак  $i$  која је дефинисана стандардом SRPS ISO 2631–1:2014.

**Дневно излагање вибрацијама**  $A(8)$  представља временско излагање вибрацијама. Означава количину еквивалентног константног убрзања у периоду од 8 h, односно представља осмочасовно радно време. Рачуна се по формули (3.4):

$$A(8) = K a_{wi} \sqrt{\frac{t}{480}}, \quad (3.4)$$

где  $a_{wi}$  - представља фреквентно тежинско убрзање ( $m/s^2$ ),  $K$  – коефицијент множења ( $x$  оса:  $K=1,4$ ,  $y$  оса:  $K=1,4$  и  $z$  оса:  $K=1$ ), а  $t$  – време изложености вибрација (min).

**Вредност дозе вибрација** (енг. *Vibration Dose Value* – VDV) обухвата изненадне вршне вредности убрзања. Као резултат даје једну вредност. На прорачун утичу амплитуда, фреквенција и време излагања вибрацијама. Рачуна се на следећи начин:

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^T a_w^4(t) dt}, \quad (3.5)$$

где  $a_w$  – представља пондерисано убрзање које се рачуна по формули (3.3), а  $t$  – време излагања вибрацијама.

Такође, стандард SRPS ISO 2631-1:2014 прописује укупну вредност средњих ефективних пондерисаних убрзања, на бази које се врши процена утицаја на неугодност према формули:

$$a_v = \sqrt{(k_x \cdot \ddot{x}_{rms,w})^2 + (k_y \cdot \ddot{y}_{rms,w})^2 + (k_z \cdot \ddot{z}_{rms,w})^2}, \quad (3.6)$$

где су:

$k_x, k_y, k_z$  – корекциони фактори за г.м.с. вредности пондерисаних убрзања у правцу  $x$ ,  $y$  и  $z$  оса, респективно

$\ddot{x}_{rms,w}, \ddot{y}_{rms,w}, \ddot{z}_{rms,w}$  – средња ефективна вредност пондерисаног убрзања за правце  $x$ ,  $y$  и  $z$ , респективно, који се одређују према формулама:

$$\ddot{x}_{rms,w} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \dot{x}_{w_i}^2}, \quad (3.7)$$

$$\ddot{y}_{rms,w} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \dot{y}_{w_i}^2}, \quad (3.8)$$

$$\ddot{z}_{rms,w} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \dot{z}_{w_i}^2}, \quad (3.9)$$

где су:

$\dot{x}_{w_i}, \dot{y}_{w_i}, \dot{z}_{w_i}$  –  $i$ -ти узорак пондерисаних убрзања корисника за правце  $x$ ,  $y$  и  $z$  оса ( $m/s^2$ ), респективно,

$N$  – број узорака сигнала пондерисаних убрзања.

Пропуштањем сигнала убрзања кроз одговарајуће филтере ( $W_d$  за правце  $x$  и  $y$  оса,  $W_k$  за правац  $z$  осе) дефинисане стандардом, добијају се пондерисани сигнали убрзања.

Поред стандарда ISO 2631-1:1997 постоји и стандард ISO 2631-5:2004 „Механичке вибрације и удари - процена излагања људи вибрацијама целог тела – Део 5: Методе за процену вибрација које садрже ударе“. Овај стандард одређује утицај вибрација на лумбални део кичме.

Британски стандард BS 6841:1987 има много сличности са међународним стандардом ISO 2631-1:1997. Они су готово идентични код процене болести које се јављају услед деловања вибрација, док код процене опажања и удобности имају сличности. Такође, постоје сличности у погледу прикупљања података и методе мерења. Овим стандардом су дефинисане методе мерења периодичних, случајних и транзијентних вибрација које се преносе на цело тело.

Међународни стандард ISO 7962:1987 дефинише вибрације у вертикалном правцу за седећи и стојећи положај, у фреквентном опсегу од 0,5 Hz до 31,5 Hz, које долазе до тела преко седишта или стопала (Griffin, 1990). Тридесет две година касније, 2019. године је замењен стандардом ISO 5982:2019 који се односи на карактеризацију биодинамичког одговора човека изложеног вибрација целог тела.

Из поменутих стандарда може се закључити да на удобност утичу: амплитуда вибрација, спектар фреквенција и дужина излагања вибрацијама. Република Србија је већину стандарда преузела из међународних ISO стандарда и европских EN стандарда. Најзначајнији стандард који се бави утицајем вибрација је уведен у српску регулативу 2012. године под именом SRPS ISO 2631-1:2014 „Механичке вибрације и удари – Вредновање излагања људи вибрацијама целог тела: Део 1 – Општи захтеви“.

### **3.3 ЗАКОНСКА РЕГУЛАТИВА ВЕЗАНА ЗА ДЕЈСТВО ВИБРАЦИЈА НА ТЕЛО ЧОВЕКА**

Директива 2002/44/ЕС, односно Европска директива о вибрацијама (2002), представља законски оквир за спровођење мера везаних за ризике по здравље човека изложеног вибрацијама. Директивом су успостављени одређени захтеви за заштиту човека од вибрација, а неки од њих су:

- препоруке за здравствени надзор радника код којих постоји велики ризик од негативног дејства вибрација,
- мере које послодавац спроводи процену ризика о штетном дејству вибрација,
- ограничење вредности максимално дозвољених нивоа излагања вибрацијама,
- контролне мере и слично.

Готово све земље чланице ЕУ су увеле Директиву у свој правни систем још 2010. године, док су неке земље на своју иницијативу чак донеле законе који су још повољнији по здравље радника.

Правилником о превентивним мерама за безбедан и здрав рад при излагању вибрацијама, Република Србија је пренела Директиву 2002/44/ЕС у своје законодавство (Службени гласник РС 93/2011, 2011 и 86/2019, 2019). Овај правилник дефинише WBV и вибрације шака-рука, идентично као и Директива 2002/44/ЕС која дефинише граничне вредности излагања вибрацијама. Процена излагања вибрацијама обухвата две области:

- вибрације на руци-шаци и
- вибрације на целом телу.

Правилник такође налаже да послодавац има обавезу да запослене који су на свом радном месту изложени вибрацијама обучи за безбедан рад уз примену свих превентивних мера.

### **3.4 ФУНКЦИЈЕ БИОДИНАМИЧКОГ ОДГОВОРА**

Људско тело изложено вибрацијама се оцењује у смислу функције биодинамичког одговора. Разликују се две групе функција: функције које су одређене на основу мерења у истој тачки (механичка импеданса у тачки и привидна маса) и функције које су одређене на основу мерења у различитим тачкама тела (фреквентни одзив седиште-глава и механичка импеданса система).

#### **Механичка импеданса (MI)**

Према ISO 5982:2019 механичка импеданса MI представља однос измерене силе и брзине у фреквентном домену које могу бити мерене у истој тачки (Kumbar, 2013):

$$MI(f) = \frac{F(f)}{v(f)} \quad (3.10)$$

где су:

$F(f)$  – примењена периодична побудна сила на фреквенцији  $f$ ,

$v(f)$  – резултујућа брзина вибрације на фреквенцији  $f$ .

Механичка импеданса такође пружа информације о спољној сили која је потребна за добијање специфичних одговора у систему.

### Привидна маса (АМ)

Према стандарду ISO 5982:2019 привидна или ефективна маса АМ је дефинисана као однос примењене периодичне силе побуде на фреквенцији  $f$ ,  $F(f)$  према резултујућем убрзању на истој фреквенцији,  $a(f)$  мереном у истој тачки и у истом правцу примењене силе. Фактори који утичу на привидну масу могу се груписати у факторе који су повезани са телом, седиштем и вибрацијама (Kumbar, 2013). Функција фреквентног одзива АМ се одређује према (3.11):

$$AM(f) = \frac{F(f)}{a(f)} \quad (3.11)$$

где су:

$F(f)$  – сила побуде у фреквентном домену,

$a(f)$  – убрзање у фреквентном домену.

Привидна маса (АМ) је функција биодинамичког одзива тела и пружа информације о сили која делује на тело које убрзава и пропорционална је сили која је директно пропорционална маси тела. Маса тела и облик (грађа) тела заједно са условима седења су параметри помоћу којих се могу идентификовати нелинеарне карактеристике АМ. У оквиру докторске дисертације нису мерене АМ и МИ већ је акценат стављен само на СТНТ јер се помоћу ове функције најбоље могу описати вибрације које се преносе преко седишта кроз тело до главе испитаника.

Највећи утицај на функције АМ и DPMI има маса тела, посебно у нижем фреквентном опсегу. Истраживања су показала да се највећи притисак контакта тела и седишта повећава са повећањем масе тела, због веће додирне површине. Варијација масе тела доводи до расипања вредности АМ, што је више изражено у нижем фреквентном опсегу. Поред масе тела, на АМ утичу и антропометријске мере човека. Такође, на одговоре функције АМ има утицаја и пол испитаника. Познато је да постоје разлике у анатомији два пола, али треба истаћи да је проценат масног ткива већи код жена него код мушкараца, па из тог разлога и проистичу разлике у биодинамичким одзивима два пола. Предност привидне масе је та што се може директно одредити из сигнала добијених од давача силе и давача убрзања.

### Функција фреквентног одзива седиште-глава (СТНТ)

Функција фреквентног одзива седиште-глава СТНТ се може одредити из спектрале густине снаге (енг. *power spectral density*)  $G_{ii}(f)$  улаза (убрзање на седишту) и густине кросспектра (енг. *cross-spectral density*)  $G_{io}(f)$  улаза (убрзање на седишту) и излаза (убрзање на глави) (Griffin, 1990):

$$STHT(f) = \frac{G_{io}(f)}{G_{ii}(f)} \quad (3.12)$$

СТНТ је биодинамичка функција „кроз тело“ која представља ниво пренетих улазних вибрација на делове тела човека, у овом случају до главе. Иако је утицај различитих фактора на функције МП и АМ детаљно проучен, услед сложености повезане са мерењем убрзања главе условио је релативно мањи број студија које су истраживале њихов утицај на преносивост вибрација између седишта и главе (Griffin et al., 1979; Hinz & Seidel, 1987; Paddan & Griffin, 1988; Wang et al., 2006b; Hinz et al., 2010; Madakashira, 2011). У наставку дисертације биће разматрани фактори који утичу на вибрациону удобност, али са акцентом на радовима који су истраживали функцију фреквентног одзива СТНТ, зато што се једино помоћу ње могу описати вибрације које се преносе преко седишта кроз тело испитаника, па ће из тог разлога представљати основу лабораторијских истраживања ове докторске дисертације. У оквиру дисертације је коришћен конвенционални принцип одређивања СТНТ из разлога јер су поред вишеосних, за које се може користити и ефективни принцип одређивања СТНТ, анализирани и једноосне побуде, код којих се користи конвенционални принцип, па је усвојен један начин одређивања СТНТ функције.

### **3.5 ФАКТОРИ КОЈИ УТИЧУ НА БИОДИНАМИЧКИ ОДГОВОР ТЕЛА**

Људско тело није круто тело, већ је сложени механички систем који има еластична својства. Одговор тела човека на WBV није повезан само са интензитетом и трајањем вибрација, већ зависи и од фреквенције вибрација. Поред тога, на биодинамички одговор тела човека које је изложено вибрацијама утиче још знатан број фактора – маса тела, пол, положај руку, ослањање стопала, наслон седишта, врсте, интензитет и фреквентни садржај побуде.

#### **3.5.1 Маса тела**

На биодинамичке одговоре тела у седећем положају утиче маса тела. Већа маса тела узрокује већу додирну површину и једнолику контактну силу између бутина и седишта, што би знатно могло изменити биодинамичке одговоре „ка телу“ (Nawayseh & Griffin, 2005b). Аутор (Mertens, 1978) је указао да варијације масе тела и старости дају само мале варијације у вредностима механичке импедансе испитаника изложених вертикалним вибрацијама. Код велике већине испитаника, показано је велико расипање у интензитету одзива привидне масе, посебно у опсегу ниских фреквенција, који потичу од варијација масе тела.

Аутори (Fairley & Griffin, 1989) су измерили одзиве привидних маса код 60 седећих испитаника, укључујући мушкарце, жене и децу, изложених вертикалним вибрацијама. Измерени подаци показали су велико расипање услед великих варијација у испитној маси. Велики број студија је представио прописане вредности привидних маса, што у великој мери смањује расипање података.

Група аутора (Hinz et al., 2004) је груписала одзиве АМ у складу са перцентилом масе испитаника. Резултати студије потврђују да се вршна вредност амплитуде АМ повећава са порастом масе, док се одговарајућа фреквенција смањује, како закључују и аутори (Patra et al., 2008).

На основу претходно анализираних истраживања може се закључити да је потребно пажљиво одабрати испитанике како би се проучавали ефекти антропометрије на одзив тела човека изложеног вибрацијама или како би се утицај ових ефеката свео на минимум.



### 3.5.2 Пол

Неколико студија истраживало је утицај пола на биодинамичке одговоре испитаника у седећем положају. Неке студије закључују да је утицај пола углавном безначајан (Mertens, 1978; Parsons et al., 1982; Fairley & Griffin, 1989; Rakheja et al., 2002), док остали сугеришу другачије. Аутори (Griffin & Whitham, 1978) су доказали негативну корелацију амплитуде функције фреквентног одзива СТНТ и величине тела (посебно масе и ширине кукова) код мушких испитаника при фреквенцији 16 Hz, као и са масом тела и висином код женских испитаника.

Истраживања (Griffin et al., 1978) су показала веће амплитуде фреквентног одзива СТНТ код жена у односу на мушкарце на фреквенцијама изнад 5 Hz. На фреквенцијама до 4 Hz су показане мање амплитуде фреквентног одзива СТНТ код жена у односу на мушкарце. Уочено је да постоје значајне разлике и да је амплитуда функције фреквентног одзива СТНТ код жена готово дупло већа од мушкараца на неким вишим фреквенцијама.

Wei и Griffin (1998), закључили су, из статистичких анализа индивидуалних линијских и раванских модела, изведених из АМ у вертикалном правцу код мушкараца и жена, да утицај пола није значајан. Међутим, параметри линијских и раванских модела сугеришу знатно већу примарну крутост и ниже пригушење модела код мушких испитаника него код женских.

Аутори (Lundström & Holmlund, 1998) су испитивали утицај дејства WBV на 15 мушких и 15 женских испитаника у подужном правцу и вертикалном правцу и уочили значајан утицај пола на измерену апсорбовану снагу. Жене су апсорбовале више снаге по килограму телесне масе у односу на мушкарце. Значајан утицај пола је такође уочен у одговорима М1 под дејством хоризонталних вибрација у фреквентном домену 2 Hz – 6,3 Hz и 18 Hz - 31,5 Hz. Ефекат се смањио када су испитаници били изложени побуди амплитуде 1,4 m/s<sup>2</sup>. Аутори су закључили да су женски испитаници апсорбовали већу снагу (однос енергије која се апсорбује и енергије која се потроши) и имали јачи интензитет одзива у облику механичке импедансе. Ово је последица већег удела масти у телу у односу на мишићну масу.

Друга истраживања одзива у виду М1 у вертикалном правцу, показала су вишу и израженију примарну резонанцу код мушких испитаника у фреквентном опсегу 4 Hz - 5 Hz у односу на жене и супротни тренд (израженија секундарна резонанца код женских испитаника) близу другог пика од око 10 Hz, и безначајан утицај пола на реакцију механичке импедансе (Holmlund et al., 2000).

Група аутора (Dewangan et al., 2013) уочила је значајан утицај пола на функције АМ и СТНТ за 31 мушког и 27 женских испитаника, што је последица различитих антропометријских параметара. Женски испитаници имају нижу примарну резонанцу у поређењу са мушким испитаницима. Утицај пола је значајан узимајући у обзир податке за мушке и женске испитанике упоредивих телесних маса. Док су вршне вредности амплитуда за оба пола сличних телесних маса били упоредиви, женски испитаници су показали већу амплитуду близу секундарне резонанце, што се приписује релативно већој висцералној маси жена.

Анализирајући објављена истраживања може се закључити да се утицај пола на одговор тела изложеног вибрацијама може узети као значајан уколико имамо мушке и женске испитанике упоредивих телесних маса. Разлике у биодинамичким одговорима тела потичу управо од тога што женски испитаници имају већу висцералну масу.

### 3.5.3 Положај руку

Стандарди ISO 5982:2019 и DIN 45676 дефинишу референтне вредности механичке импедансе и функције фреквентног одзива СТНТ у случају излагања вертикалним вибрацијама, када су руке испитаника на боковима или бутинама. Само су у неколико студија измерени одзиви испитаника у седећем положају са рукама на точку управљача (Rakheja et al., 2002; Hinz et al., 2002; Stein et al., 2006; Stein et al., 2009; Wang et al., 2004; Wang et al., 2006a; Patra et al., 2008; Pranesh et al., 2010; Mandapuram et al., 2011; Toward & Griffin, 2010). У неким од њих су истраживани релативни ефекти положаја руку на одзиве испитаника.

Вибрације точка управљача представљају један од извора вибрација које делују на возача. Руке на точку управљача смањују удео телесне тежине на седишту. Такав положај руку може да изазове укрућење тела и промени оријентацију карлице, што утиче на биодинамичке одговоре (Zimmermann & Cook, 1997; Nishiyama et al., 2000). Аутори (Wang et al., 2004) су дошли до закључка да седиште са нагнутих наслонима у комбинацији са рукама на точку управљача даје оштрије изражену секундарну резонанцу око 10 Hz, док у области изнад 12 Hz овакав положај руку и седишта није дао превише утицаја. Међутим, у истраживању (Pranesh et al., 2010) је примећен релативно мањи утицај ефекта положаја руку на одзив СТНТ.

Ефекат положаја био је предмет неколико студија које су представиле биодинамичке одговоре тела СТНТ и АМ у седећем положају. Примећено је да је ефекат угла руке на преношење вертикалних вибрација које се преносе на главу, груди и кук врло мали, док је ефекат на преношење вибрација на бутине био најзначајнији, што је последица оријентације карлице и положаја седења (Nishiyama et al., 2000). Приказани су експериментални резултати вибрационих карактеристика аутомобилског подсистема који обухвата тело, седиште, точак управљача и педале (спојница и кочница). Величина вибрација које се преносе на возача са седишта, точка управљача и педала мерена је при синусним и случајним побудама на фреквенцијама до 20 Hz. За разлику од огромне већине објављених студија, интензитет СТНТ у овој студији био је знатно испод 1,0 (минимално 0,25), без обзира на локацију мерења, што је приписано динамичком понашању тела у седећем положају представљеног моделом са више степени слободе.

Наведене студије закључују да је ефекат положаја руку снажно повезан са многим другим факторима, као што су: угао нагиба наслона седишта, висина седишта и оријентација карлице, и потребна су даља истраживања да би се идентификовало допринос положаја руку.

### 3.5.4 Ослањање стопала

Већина анализираних студија користила је фиксне или подесиве ножне носаче, док висине нису наведене. Висина подршке стопала може у великој мери утицати на масу тела која је у контакту са седиштем, као и на оријентацију карлице и држању горњег дела тела (Rakheja et al., 2020a). Неке од ранијих студија извештавале су о биодинамичким одговорима тела у седећем положају без подршке за ноге, који нису репрезентативни за окружење возила (Coermann, 1962; Miwa, 1975; Mertens, 1978; Matsumoto & Griffin, 1998a). Аутори (Griffin et al., 1978) истраживали су ефекте оријентације ногу и висине подршке стопала на вредности СТНТ и закључили су да промене угла ногу или промене висине подршке стопала имају веома мали утицај, чак и када су ноге висиле (без подршке стопала). Седећи положај са вишим ослонцем за стопала, тако да су бутине подигнуте изнад нивоа седишта, резултирао је незнатно

нижим вредностима амплитуде СТНТ у фреквентном опсегу 6 Hz - 9 Hz, што је последица смањеног контакта седишта са бутинама.

На основу изложених истраживања може се закључити да ослонац за ноге нема значајан утицај на биодинамичке одговоре тела, осим ако не расте висина ослонаца и на тај начин се утиче на промену масе испитаника на седишту, услед смањеног контакта са седиштем.

### 3.5.5 Наслон седишта

Положај седења у возилу се може сматрати потпуно засебном истраживачком дисциплином у поређењу са широко проученим канцеларијским седењем због посебних услова вожње, мада могу имати неке сличности. У основи, вожња као задатак укључује дуготрајно седење, статичан и ограничен положај, вибрације и мишићни напор (од управљања, кочења, вожње уназад, итд.), преносећи оптерећење на кичму, што на крају доводи до веће шансе за неугодност мишићно-скелетног система. За удобност и перформансе су приликом пројектовања возила, веома важни положаји седења у току вожње, положај и углови наслона седишта. Оптималан положај и угао нагиба наслона седишта су различити у складу са антропометријским карактеристикама и личним жељама возача. Велики број истраживања је имао за циљ утврђивање оптималног угла нагиба наслона седишта анализом угла зглобова колена (Porter et al., 2003), али индивидуалне разлике између возача су отежавале задатак. Аутори су закључили да се ове разлике могу умањити подешавањем седишта и примарних команди.

Ефикасност било којег положаја седења са становишта биомеханике може се одредити степеном до којег се оптерећују скелет и постурални мишићи (Gyi, 2013), а постурални стрес резултат је гравитационих сила које делују на тело и сила које су потребне да се мишићним активностима одржи потребан положај (Troup, 1978). Аутори рада (Nachemson et al., 1986) показали су да је потребан већи мишићни напор за седење него за стајање, а претходна испитивања показала су да је интрадискални притисак у кичми за 40% већи код седења него при стајању (Andersson & Örtengren, 1974). Поред оптерећења кичме, у седењем положају постоји и елемент статичког рада мишића. Контракција мишићног ткива доводи до компресије крвних судова смањујући проток крви, прекидајући испоруку хранљивих материја и успоравајући метаболизам, што на крају ствара умор мишића и акутну неугодност (Hermann & Bubb, 2007; Gyi, 2013). То је резултат одржавања једног положаја током дужег временског периода. Положај у току вожње доводи до неактивности, што може проузроковати повреде и нелагоду (Magnusson & Pope, 1998), мада и лоше седиште у датом положају доприноси високом ризику од болова у мишићно - коштаном ткиву (Porter & Gyi, 2002).

Утицај наслона седишта на реакције тела у седењем положају које је изложено вертикалним и хоризонталним вибрацијама је значајан. Аутор (Coermann, 1962) је закључио да је опуштено држање тела резултирало већим интензитетом функције фреквентног одзива СТНТ и нижом основном фреквенцијом у поређењу с усправним држањем тела.

Аутори (Griffin et al., 1978) су објавили да укочено држање тела узрокује веће средње вредности СТНТ одзива при фреквенцијама изнад 6 Hz, али ниже испод 6 Hz, у поређењу са опуштеним стањем седења. Вредност амплитуде СТНТ са опуштеним држањем тела испитаника биле су упоредиве са нормалним положајем, на фреквенцијама изнад 10 Hz. Мерен је покрет главе једног испитаника у седам различитих положаја, у опсегу од потпуно усправног до потпуно нагнутог положаја седења. Усправно држање тела резултирало је знатно већим интензитетом СТНТ при фреквенцијама изнад 5 Hz,

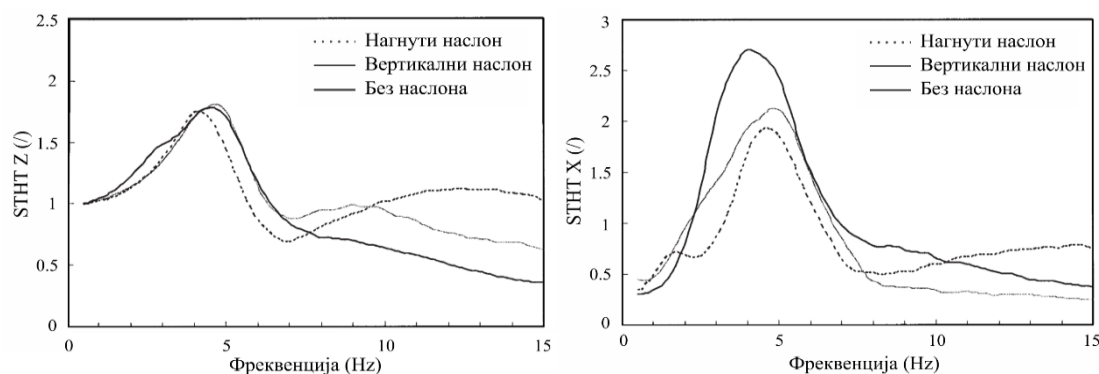
нарочито при вршним вредностима у фреквентном опсегу 10 Hz - 15 Hz, док је фазни одзив био знатно мањи него код спуштеног положаја.

Аутори (Johnston et al., 1978) су спровели систематску студију како би утврдили утицај угла наслона седишта на померање главе. У овој студији је угао наслона седишта сукцесивно мењан и забележено је померање главе, при сваком углу нагиба наслона седишта. Углови нагиба наслона седишта у односу на вертикалан положај су били 20° (нормално), 30°, 45° и 60°. Десет мушких испитаника учествовало је у експерименту, а кретање главе је праћено у три осе ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ), помоћу давача, постављеног на горњем делу врата. Један од главних закључака студије био је да се покрет који се преноси главом повећава са повећањем угла наслона седишта за све три осе.

Радови (Paddan & Griffin, 1988a; Paddan & Griffin, 1988b; Paddan & Griffin, 1994; Paddan & Griffin, 2000) истраживали су утицај наслона за леђа на СТНТ дуж свих оса под вертикалном и хоризонталном побудом. Под утицајем вертикалних вибрација, амплитуда СТНТ се повећавала у случају седишта са наслоном за леђа нагнутим под углом од 6°, у фреквентном опсегу 0,25 Hz - 20 Hz. Амплитуда СТНТ при деловању вертикалних вибрација била је значајно већа код седишта без наслона за леђа при фреквенцијама изнад 4,5 Hz, док је употреба наслона узроковала да се примарна фреквенција знатно повећа са 4,2 Hz на 6,2 Hz. Слично томе, аутори (Cho & Yoon, 2001) су открили значајну разлику између функција фреквентног одзива СТНТ код седишта са и без наслона за леђа. Главна резонантна фреквенција СТНТ код седишта без наслона је 3,4 Hz, што је ниже од оне код седишта са наслоном за леђа од 4,2 Hz. Аутори су претпоставили да су померања резонанци изазвана разликама у држању тела, напетости мишића или директним преносом убрзања од наслона.

Аутори (Hinz et al., 2002) су уочили ниже вредности амплитуде СТНТ за нагнут положај ка напред у фреквентном опсегу 2,5 Hz - 5,5 Hz, док је опуштен положај седења без наслона за леђа узроковао максимум амплитуде СТНТ близу 4,1 Hz који је смањен за 2,89 Hz у односу на положај када је испитаник нагнут напред.

Група аутора (Wang et al., 2006a) је спровела експериментална истраживања на 12 одраслих мушких испитаника који су били изложени случајним подужним и вертикалним вибрацијама целог тела у фреквентном опсегу 0,5 Hz - 15 Hz. Разматрана су три услова седења: без наслона, са вертикалним наслоном и са нагнутим наслоном. Резултати су показали значајан утицај наслона седишта на амплитуду СТНТ за оба правца деловања вибрација (слика 3.1). Резултати су показали нелинеарни одговор тела у седећем положају на различите величине побуде. Положај руку није имао утицаја на СТНТ.



**Слика 3.1.** Утицај три услова наслона за подршку леђима на средње СТНТ одзиве 12 испитаника (руке у крилу: побуда: 1,0 m/s<sup>2</sup> r.m.s.) (Wang et al., 2006a)

Да наслон седишта значајно утиче на пренос вибрација на тело човека говори се и у раду (Subhash et al., 2008). У овом раду мерене су вибрације које се преносе на човека у бочном и подужном правцу. У експерименту су коришћена три седишта: седиште без наслона, седиште са вертикалним наслоном и седиште са нагнутом наслоном. Седишта су била висине 425 mm, 390 mm и 350 mm. Коришћене су три побуде ( $0,25 \text{ m/s}^2$ ,  $0,50 \text{ m/s}^2$  и  $1,0 \text{ m/s}^2$  r.m.s.) у фреквентном опсегу 0,5 Hz - 10 Hz, независно од правца деловања побуда. Најзначајнија интеракција горњег дела тела и наслона седишта забележена је у подужном правцу. Додавање наслона је изазвало појаву максималне вредности вибрација горњег дела тела при фреквенцији од 4 Hz, са малим утицајем на одзив у бочном правцу. Седиште без наслона је посебно изазвало нестабилност код испитаника под дејством вибрација у подужном правцу. Вибрације које су се јавиле на испитаницима у седећем положају су доминантне при ниским фреквенцијама опсега 0,63 Hz - 1,25 Hz у оквиру оба правца испитивања. Вибрације су проузроковале осциловање горњег дела тела. Присуство наслона седишта стабилизује кретање горњег дела тела, посебно при деловању побуда у подужном правцу. Присуство нагнутог наслона седишта је изазвало мало померање тела у подужном правцу чиме је ограничило кретање горњег дела тела, али су самим тим вибрације пренете на доњи део тела.

Аутори (Pranesh et al., 2010) су објавили да наслон за леђа има значајан утицај на преношење вертикалних вибрација код већине пршљенова кичменог стуба и главе, док је ефекат хоризонталних вибрација мерен на доњим деловима тела, (на торакалном и лумбалном делу) био примећен само у нижем фреквентном опсегу. Амплитуда СТНТ зависи од угла наслона седишта. Запажена је вршна вредност амплитуде СТНТ у правцу осе  $x$  близу 2 Hz (Kitazaki & Griffin, 1995). Утицај наслона на СТНТ у правцу осе  $y$ , био је мали, али је узроковао веће нагињање главе на леву и десну страну (енг. *Roll motion*).

Аутори рада (Basri & Griffin, 2011) истражују како нагиб наслона седишта и фреквенција вибрација утичу на прагове перцепције и неудобност када се вибрације примењују управно на леђа испитаника. Дванаест испитаника је учествовало у експерименту у опсегу вибрација 2,5 Hz - 25 Hz. Угао наслона је био  $0^\circ$  (усправно постављено седиште),  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  и  $90^\circ$  (лежећи положај). За све нагибе наслона, апсолутни прагови перцепције вибрационог убрзања зависили су од фреквенције вибрација. Како је нагиб наслона постајао већи и положај седишта био ближи хоризонталном, прагови перцепције су се повећавали на фреквенцијама између 4 Hz и 8 Hz. За све нагибе наслона седишта, брзина раста неудобности са повећањем амплитуда побуде била је независна од фреквенције вибрација, тако да је фреквентна зависност неудобности била слична у опсегу истраживаних интензитета вибрација ( $0,004 \text{ m/s}^2$  -  $0,6 \text{ m/s}^2$ ). Са усправним наслоном, неудобност узрокована вибрацијама је била највећа на фреквенцијама мањим од 8 Hz. Код косих наслона, еквивалентне контуре неудобности су углавном сличне једна другој, уз највећу неудобност на фреквенцијама од 10 Hz и 12,5 Hz.

Студија (Basri & Griffin, 2012) је утврдила како нагиб наслона, фреквенција побуде и амплитуда вертикалних вибрација утичу на неудобност. Испитаници су били изложени вертикалној побуди седишта у фреквентном опсегу 2,5 Hz - 25 Hz при побудама вибрација у опсегу  $0,016 \text{ m/s}^2$  -  $2 \text{ m/s}^2$ . Еквивалентне криве удобности су урађене за пет углова наслона седишта. У свим условима, фреквенција највеће осетљивости на убрзање смањила се са повећањем амплитуде вибрација. У поређењу са усправним наслоном, око главне резонанце тела, амплитуда побуде које су потребне да изазову сличну нелагоду биле су 100% веће код нагиба наслона од  $60^\circ$  и  $90^\circ$  и 50% веће за нагиб наслона од  $30^\circ$ . Закључено је да ниједно пондерисање на једној фреквенцији не даје тачно предвиђање неудобности изазване вертикалним вибрацијама седишта различитих интензитета и различитим угловима нагиба наслона седишта.

Биодинамички модели у раду (Yang et al., 2015) указују на то да динамика кичменог стуба зависи од понашања тела на које утиче угао нагиба наслона седишта. Овај рад описује експеримент који је рађен на 12 испитаника који су били изложени вертикалним и подужним вибрацијама. Фреквентни опсег је био 0,2 Hz - 20 Hz са побудом од 1 m/s<sup>2</sup>. Испитивања су вршена на седиштима са вертикалним наслоном, наслоном променљивог угла и на седиштима без наслона. На седиштима са вертикалним наслоном испитивано је дејство наслона на лумбални и грудни део тела испитаника. Резултати су показали да се са променом угла нагиба наслона седишта мења и оптерећење на лумбалном и грудном делу тела. Утицај промене угла нагиба наслона седишта је довео до повећања резонантне фреквенције и смањења амплитуде АМ мерено на седишту. На крају је анализирано седиште без наслона и резултати су показали да је резонантна фреквенција привидне масе у подужном правцу у корелацији са резонантном фреквенцијом привидне масе у вертикалном правцу.

Доступна литература открива да ће се, када се контакт тела успостави са наслоном, повећати кретање главе, у поређењу са ситуацијом у којој се не користи наслон седишта. Неки подаци показују да ће се величина покрета главе повећавати са повећаним углом наслона. Показало се да наслон за седење има најдоминантнији утицај на СТНТ, а коришћењем наслона за седење долази до повећања амплитуде СТНТ на фреквенцијама већим од 5 Hz.

### 3.5.6 Врсте, интензитет и фреквентни садржај побуде

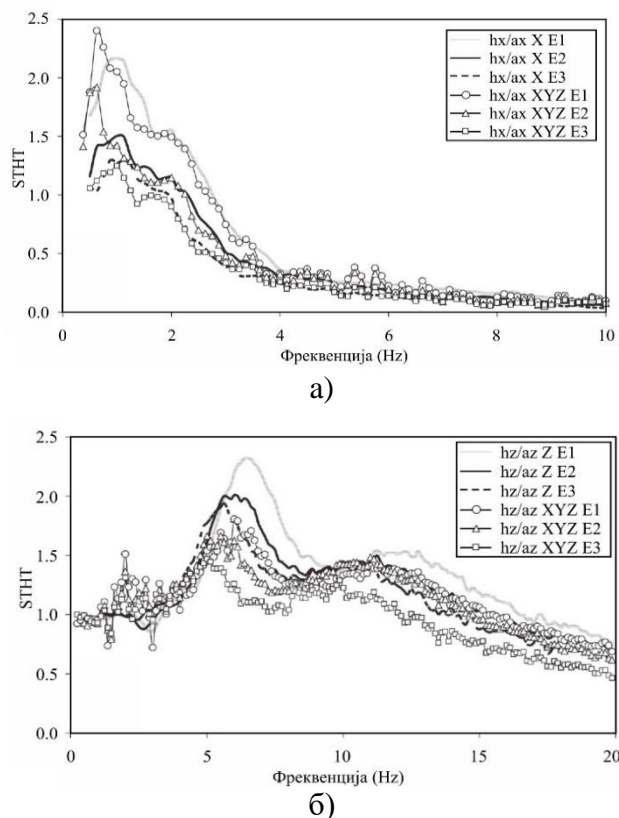
Многи истраживачи проучавали су утицај величине побуде на преношење вибрације са седишта на главу, покушавајући да утврде да ли се тело човека понаша линеарно или нелинеарно. Проучавали су да ли интензитет вибрација има утицај на функцију фреквентног одзива СТНТ.

У неколико студија се закључило да динамички одзив тела у седећем положају варира у зависности од величине побуде (Griffin et al., 1979; Hinz & Seidel, 1987). Утицај интензитета побуде на функцију фреквентног одзива СТНТ је мали у поређењу са уделом варијација унутар испитаника. Варијације у наслону седишта и нагибу главе узрокују већи утицај на функцију фреквентног одзива СТНТ него варијације интензитета побуде. Нивои побуде вибрација могу да изазову значајне промене код функције фреквентног одзива СТНТ, али је тешко рећи да ли је промена узрокована нелинеарношћу тела човека или спонтаном контролом испитаника над динамичким одзивом тела како би се смањила неудобност која се појављује под високим нивоом вибрација (Rakheja et al., 2020a).

Аутор (Griffin, 1975) је спровео експериментално истраживање како би доказао постојање нелинеарног понашања у одговору човека на вибрације. Током експеримента, праћено је вертикално кретање главе код 12 мушкараца који су седели на седишту током дејства вертикалних вибрација. Вибрације на седишту су имале облик синусног таласа у фреквентном опсегу 7 Hz - 75 Hz и интензитета вибрације 0,2 m/s<sup>2</sup> - 4,0 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Испитаници су упућени да усвоје два различита положаја тела: први, тако да минимизирају вибрације које се преносе на главу (најнижи), а други, да максимизирају кретање главе (највиши). Аутор је открио да интензитет вибрације има значајан утицај на функцију фреквентног одзива СТНТ, при дејству вертикалних вибрација, са ефектом који је већи на нижим фреквенцијама. На исти начин, резултати анализа открили су да испитаници показују различите нивое нелинеарног одговора, при чему је нелинеарни одзив био већи на нижим фреквенцијама, а не на већим фреквенцијама. Функција фреквентног одзива СТНТ показала је занемариву промену код интензитета и фазе за

различите вредности вертикалних вибрација у опсегу  $0,4 \text{ m/s}^2$  -  $2,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. (Griffin et al., 1978).

Истраживања (Hinz & Seidel, 2010; Wang et al., 2006b) су показала да се фреквенције примарне и секундарне резонанце смањују са повећањем интензитета вибрација. Вредности функције фреквентног одзива STHT показују померање резонантних фреквенција према нижим фреквенцијама са повећањем интензитета вертикалних вибрација (слика 3.2).



**Слика 3.2.** Утицај величине интензитета побуде ( $E_1=0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $E_2=0,90 \text{ m/s}^2$ ,  $E_3=1,80 \text{ m/s}^2$ ) на средње вредности функције фреквентног одзива STHT код осам испитаника са рукама на точку управљача и подршком за леђа;

- а)  $h_x/a_x$  –функција преноса седиште глава у подужном правцу,  $X$  правац побуде,  $XYZ$  правци побуде, б)  $h_z/a_z$  –функција преноса седиште глава у вертикалном правцу,  $Z$  правац побуде,  $XYZ$  правци побуде (Hinz & Seidel, 2010)

Аутори су, такође, показали да постоје релативно мале промене у вршним вредностима STHT са променом интензитета вибрација. Величина кретања главе напред, знатно је порасла у фреквентном опсегу  $3 \text{ Hz}$  -  $8 \text{ Hz}$ , са повећањем интензитета вертикалних вибрација, без обзира на положај наслона за леђа (Wang et al., 2006b). До сличног закључка дошли су аутори (Matsumoto & Griffin, 2002b). У истраживању са осам мушких испитаника, они су открили да се главна резонантна фреквенција у функцији фреквентног одзива STHT смањила са  $6,25 \text{ Hz}$  на  $4,75 \text{ Hz}$  јер се интензитет случајних вибрација повећао са  $0,125 \text{ m/s}^2$  до  $2,0 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Динамички одговори испитаника у седећем положају су нелинеарни у односу на побуду.

Анализирана истраживања показују значајан утицај величине побуде на преношење вибрације са седишта на главу. Фреквенције примарне и секундарне резонанце се

смањују са повећањем интензитета вибрација. Већи утицај на одзив СТНТ има промена угла нагиба наслона седишта него промена интензитета побуде. На бази анализираних истраживања, у оквиру ове докторске дисертације биће спроведена даља истраживања у циљу одређивања како различити правци деловања вибрација, у комбинацији са променом интензитета вибрација и угловима седења утичу на осцилаторну удобност испитаника.



# 4.

## 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА ОДЗИВА ТЕЛА ЧОВЕКА У МОТОРНОМ ВОЗИЛУ НА ВИБРАЦИЈЕ

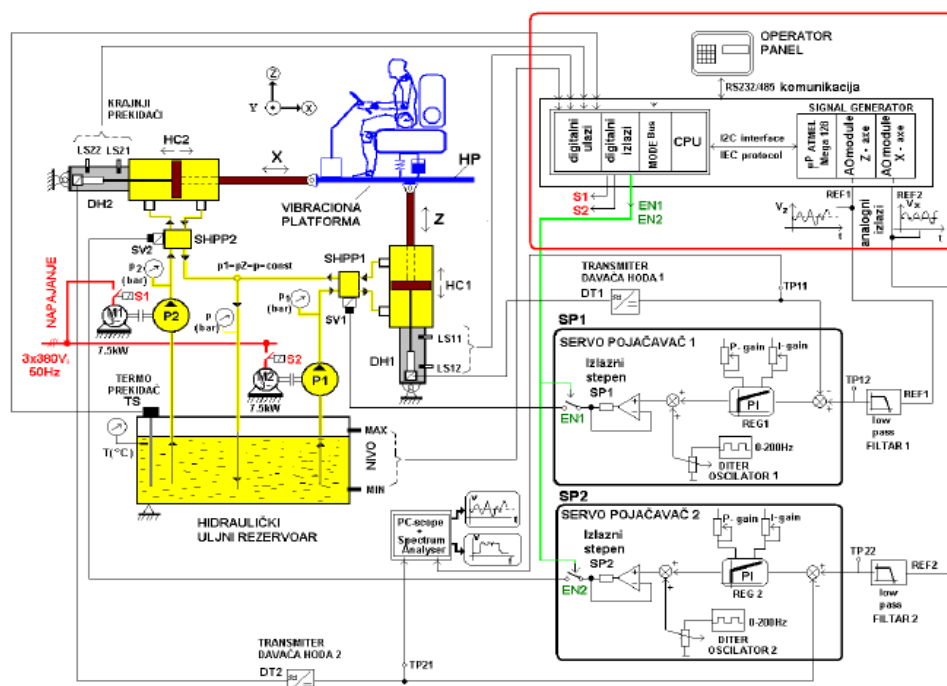
### 4.1 МЕРНА ОПРЕМА

Утицај вибрација на човека се истражује како у експлоатационим, тако и у лабораторијским условима. Већа пажња се поклања испитивањима у лабораторијским условима јер се на тај начин обезбеђује стабилност микро окружења (бука, термичка оптерећења) и поновљивост резултата. Истраживање утицаја вибрација на човека се врши са два аспекта:

- здравља (замор, осцилаторна удобност, појава професионалних обољења),
- механичког фреквентног одзива СТНТ кроз тело човека (биодинамика).

У литератури се најчешће посматра утицај хармонијских и стохастичких вибрација на човека. У тим случајевима фреквентни опсег се креће у опсегу 1 Hz - 30 Hz. Досадашња истраживања су показала да је човек веома осетљив и на учестаности испод 1 Hz. За поменута истраживања, односно за мерење утицаја вибрација на човека, користе се вибрациони побуђивачи, односно пулзатори. Они су најчешће реализовани на хидрауличком принципу, као хидрауличка платформа са могућношћу побуђивања у два независна правца (двоосни) или по једном линијском правцу (једноосни).

Лабораторијска испитивања у оквиру ове докторске дисертације су урађена у Лабораторији за динамичка испитивања моторних возила Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. За ту сврху је коришћен хидродинамички пулзатор, НР-2007 и систем за аквизицију 01dB-Metravib PRO-132. Хидродинамички пулзатор НР-2007 је пројектован да обезбеди побуду у фреквентном опсегу 0,1 Hz - 31 Hz и амплитуду 0 mm - 50 mm. Максимално могуће оптерећење пулзатора је 200 kg. Преко командног пулта пулзатора могуће је задати једноосну или двоосну побуду, односно типове побуда као што су: хармонијска (синусна), троугаона, правоугаона побуда и стохастичка побуда. Сигнал-генератор је у склопу хидрауличког пулзатора и приказан је на слици 4.1.



Слика 4.1. Блок шема електрохидрауличног система хидродинамичког пулзатора (Despotovic et al., 2009)

Пулзатор има могућност одабира једног од три могућа начина рада: побуда без опсега (енг. *NO SWEEP*), побуда са опсегом (енг. *SWEEP*), случајна побуда (енг. *STOCHASTIC*). Могу се бирати три типа побудног сигнала (синусни, троугаони, тестерасти) и радне осе (хоризонтална, вертикална или обе истовремено). У режиму побуде без опсега, синусни или троугаони таласни облик се генеришу у целом опсегу задатог временског интервала  $t_{total}$ , са амплитудом  $A$  и са истом радном фреквенцијом. Функција побуде са опсегом је реализована у фреквентном опсегу од  $f_{min}$  до  $f_{max}$  или обрнуто, са истом амплитудом  $A$ . У режиму случајне побуде, параметри који се задају су: амплитуда, минимална и максимална фреквенција и укупно време рада.

За мерење преношења вибрација са седишта кроз тело човека коришћен је преносиви анализатор вибрација NetdB12, произвођача 01dB-Metravib. Анализатор NetdB12-PRO је намењен за аквизицију мерних сигнала. Помоћу програмског пакета dBFA извршено је симултано мерење и записивање, праћење и накнадна обрада сигнала убрзања. Техничке карактеристике анализатора вибрација су:

- базиран је на *Ethernet* технологији,
- омогућује мерења у реалном времену, истовремено на свим каналима, без губитка података,
- *hard disk* капацитета 60 GB,
- аутономна аквизиција (без екстерног PC рачунара),
- број улазних канала: 12, BNC конектори,
- резолуција: 24 bit,
- брзина узорковања до 51,2 kHz,
- број излазних канала: 4 (2 BNC, 1 за слушалице, 1 SPDIF),
- ниво излазних сигнала: до 15 V *peak*,
- снага: 20 W,
- улазни напон: 12 V – 14 V; 3,5 A,
- напајање: 110 V / 250 V.

За снимање одзива вибрација коришћени су давачи убрзања АС102-1А, тежине 90 g, осетљивости од 100 mV/g, фреквентног опсега 0,5 Hz - 15.000 Hz, који могу да раде у температурном опсегу од -50 °C до 121°C.

## 4.2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТА

У експерименту је учествовало 30 испитаника (20 мушкараца и 10 жена). Испитаници су били изложени једноосним и двоосним случајним широкопојасним побудама. У циљу оцене осцилаторне удобности било је потребно измерити вредности убрзања на мерним местима. Два мерна места са давачима убрзања била су постављена на седишту и на глави. Истовремено је снимано 6 сигнала убрзања (у правцу оса  $x$ ,  $y$  и  $z$  за свако мерно место). Померања у правца су била занемарива и из тог разлога одзиви СТНТ у бочном правцу нису анализирани. За једноосну побуду мерена су убрзања у подужном правцу ( $x$ ) и вертикалном правцу ( $z$ ), а за вишеосну/двоосну побуду мерење је било истовремено у оба правца ( $x$  и  $z$ ). Испитаници су седели у усправном положају са рукама на бутинама. У табелама 4.1 и 4.2 дати су антропометријски подаци мушких и женских испитаника, респективно.

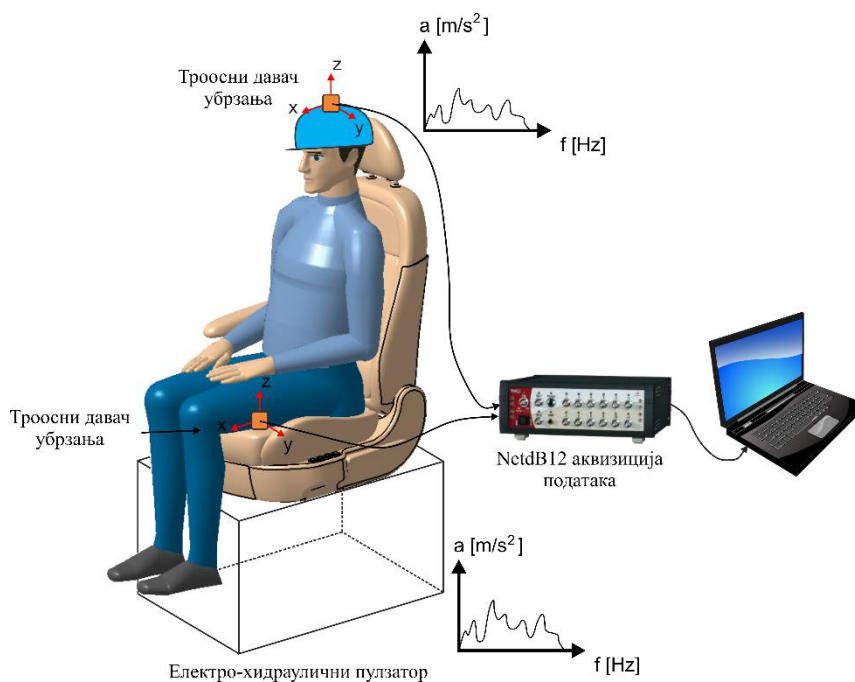
**Табела 4.1.** Антропометријске карактеристике мушких испитаника

Редни број испитаника	Пол	Године	Висина тела (cm)	Висина тела у седећем положају (вертикални наслон) (cm)	Тежина (kg)	ВМI (kg/m <sup>2</sup> )
1	М	26	182	85	76	22,9
2	М	27	183	87	80	23,9
3	М	36	184	96	115	34
4	М	39	185	94	109	31,8
5	М	26	184	89	87	25,7
6	М	25	181	86	83	25,3
7	М	27	190	87	82	22,7
8	М	29	189	85	86	24,1
9	М	38	188	92	96	27,2
10	М	40	186	91	95	27,5
11	М	32	182	91	93	28,1
12	М	31	184	92	96	28,4
13	М	28	186	93	100	28,9
14	М	29	185	90	98	28,6
15	М	18	173	78	68	22,7
16	М	21	175	80	74	24,2
17	М	38	188	92	96	27,2
18	М	37	183	89	91	27,2
19	М	33	178	81	80	25,2
20	М	36	179	82	83	25,9
<b>Средња вред.</b>	М	<b>30,8</b>	<b>183,25</b>	<b>88</b>	<b>89,4</b>	<b>26,57</b>
<b>Макс. вред.</b>		<b>40</b>	<b>190</b>	<b>96</b>	<b>115</b>	<b>34</b>
<b>Мин. вред.</b>		<b>18</b>	<b>173</b>	<b>78</b>	<b>68</b>	<b>22,7</b>
<b>Станд. дев.</b>		<b>6,22</b>	<b>4,43</b>	<b>4,97</b>	<b>11,71</b>	<b>2,96</b>

Табела 4.2. Антропометријске карактеристике женских испитаника

Редни број испитаника	Пол	Године	Висина тела (cm)	Висина тела у седећем положају (cm)	Тежина (kg)	ВМИ (kg/m <sup>2</sup> )
1	Ж	29	173	80	59	19,7
2	Ж	29	175	82	61	20
3	Ж	29	176	76	85	27,4
4	Ж	33	172	79	77	26,1
5	Ж	32	167	79	60	21,5
6	Ж	32	168	78	58	20,5
7	Ж	30	167	82	56	20
8	Ж	31	169	81	63	22,1
9	Ж	32	167	80	55	19
10	Ж	33	170	82	64	22,3
<b>Средња вред.</b>	Ж	<b>31</b>	<b>170,4</b>	<b>79,9</b>	<b>63,8</b>	<b>21,86</b>
<b>Макс. вред.</b>		<b>33</b>	<b>176</b>	<b>82</b>	<b>85</b>	<b>27,4</b>
<b>Мин. вред.</b>		<b>29</b>	<b>167</b>	<b>76</b>	<b>55</b>	<b>19</b>
<b>Станд. дев.</b>		<b>1,63</b>	<b>3,40</b>	<b>1,96</b>	<b>9,67</b>	<b>2,80</b>

Испитаници су били изложени случајним вибрацијама целог тела за три вредности побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , у фреквентном опсегу  $0,1 \text{ Hz} - 20 \text{ Hz}$ , најзначајнијем за проучавање одговора тела човека према резонанцама делова тела (Rasmussen, 1982). Такође, истовремено је вариран угао нагиба наслона седишта, при чему су вредности биле:  $90^\circ$ ,  $100^\circ$  и  $110^\circ$  у односу на седални део седишта. Тачне вредности угла седења обезбеђене су помоћу професионалног угломера укупне дужине  $630 \text{ mm}$ . Сви испитаници су били подвргнути истим условима испитивања. Слика 4.2 описује шему поставке мерне инсталације.



Слика 4.2. Шематски приказ мерне инсталације

Пре сваког теста, сваки испитаник је обавештен о сврси студије и експерименталној поставци. Од њих се захтевало да удобно седе у прописаном положају са просечним контактом бутине са седиштем и вертикално оријентисаним потколеницама (слика 4.3).



Слика 4.3. Положај испитаника током експеримента

Како положај руку нема значајан утицај на преношење вибрација кроз тело (Griffin, 1978), испитаници су руке наслонили на бутине. У истом раду аутор је закључио да је варирање угла ногу или висине ослонца стопала имало мали ефекат на преношење вибрација кроз тело човека, чак и када су ноге биле слободне. У експерименталној поставци ове докторске дисертације ноге испитаника су биле слободне. Испитаници су добили инструкције да гледају право испред себе како би избегли самоиницијативне покрете. Да би задржали потребан положај главе и смањили покрете главе, испитаници су упућени да усредсреде своје очи на крст означен на непокретном зиду удаљеном приближно 2 m. Трајање сваког експеримента износило је 60 s, а број понављања је износио 2. Пауза између сваког мерења је била 5 минута. За сваког испитаника је урађено укупно 27 мерења (три угла нагиба наслона седишта, три интензитета побуде вибрација и три правца деловања побуде). Параметри мерног система су: брзина узорковања 51,2 kHz, време трајања блока узорка 80 ms, број узорака  $n = 4096$ , при чему је број осредњавања 2 ( $\epsilon_r = \sqrt{\frac{2}{n}}$ , случајна грешка 0,022), корак узорковања  $\Delta t = 0,0146$  s.

Преклапање сигнала је 75%. Корак фреквенције  $\Delta f = 0,390625$  Hz, а пропусни опсег износи  $B = 39$  Hz, при чему је Никвистов критеријум фреквенције био задовољен, јер је фреквенција узорковања најмање два пута већа од максималне фреквенције (Reinschke, 2014).

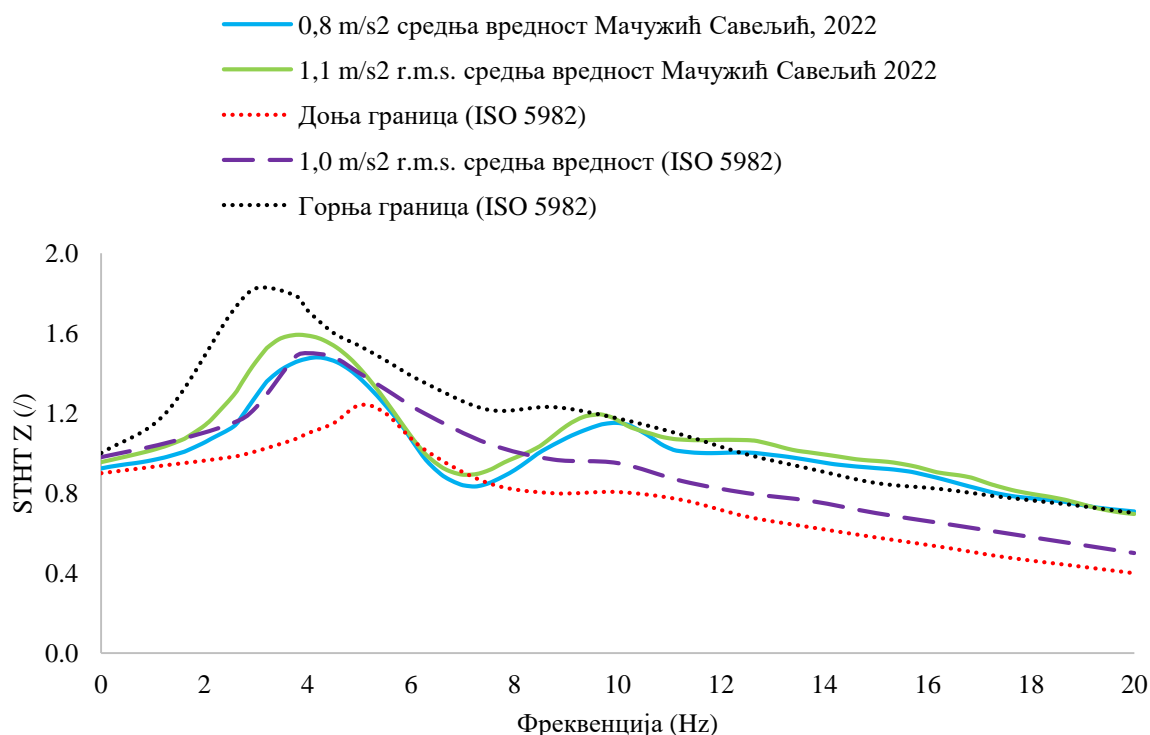
### 4.3 ОБРАДА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ПОДАТАКА

За потребе анализе убрзања у фреквентном домену, у оквиру дисертације су коришћени следећи подаци: дужина сигнала  $L_s$ , фреквенција узорковања  $F_s$ , период узорковања  $T_s$  и посматрани временски интервал  $t_v$ .

Снимљени временски записи сигнала убрзања на седишту и на глави у подужном, бочном и вертикалном правцу су обрађени помоћу модула у програмском пакету MatLAB (Hwang, 1984). У циљу отклањања присутних шума у измереном сигналу, коришћене су две врсте филтера – нископропусни и високопропусни. Поменуто два

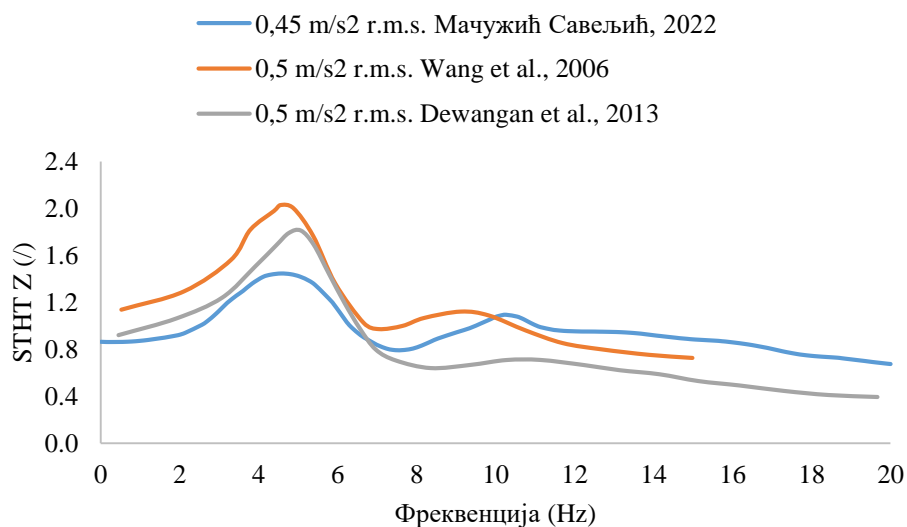
филтера коришћена су такође применом MatLAB-а и команде **designfilt(x)** (FilterOrder 8, PassbandFrequency 3,5 Hz и PassbandRipple 0,2 Hz). Финално поравнање (енг. *smoothing*) сигнала урађено је локалном регресијом – методом **loess** (енг. *locally estimated scatterplot smoothing*). Локална регресија има предност у односу на друге методе јер процес прилагођавања модела сировим подацима не почиње спецификацијом функције. Уместо тога, потребно је само обезбедити вредност параметра за поравнање и степен локалног полинома. Коришћено је неколико метода локалне регресије, локално пондерисано поравнање (*lowess*), робусно локално пондерисано поравнање (*rloess*) и Savitzky - Golay филтер (*sgolay*). Најбоље резултате је дала метода *loess* која ради на принципу линеарно пондерисаних најмањих квадрата и модела полинома другог степена (Gabriel, 2022). Верификација добијених експерименталних резултата мушких испитаника извршена је поређењем са резултатима доступним у стандарду ISO 5982:2019 (слика 4.4) и литератури (слика 4.5) и закључено је да постоји добро слагање.

На слици 4.4 је извршено поређење добијених измерених средњих вредности амплитуда за  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. са средњом вредношћу амплитуде за  $1,0 \text{ m/s}^2$  r.m.s. која је доступна у стандарду ISO 5982:2019. Са слике 4.4 се може уочити да, када се посматрају горња и доња граница функције фреквентног одзива STHT ISO 5982:2019 стандарда, резонантне фреквенције су у опсегу 3,2 Hz - 5,3 Hz, па се закључује да се измерена функција фреквентног одзива STHT у оквиру ове докторске дисертације налази у том опсегу, за обе вредности побуде вибрација. За вертикалне побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s добијене су резонантне фреквенције од 4,1 Hz и 3,8 Hz, респективно, па се може закључити да се извршена мерења добро поклапају са прописаним вредностима из ISO 5982:2019 стандарда, за вредност побуде од  $1 \text{ m/s}^2$  r.m.s (резонантна фреквенција на 3,9 Hz), па је тиме извршена прва валидација резултата.



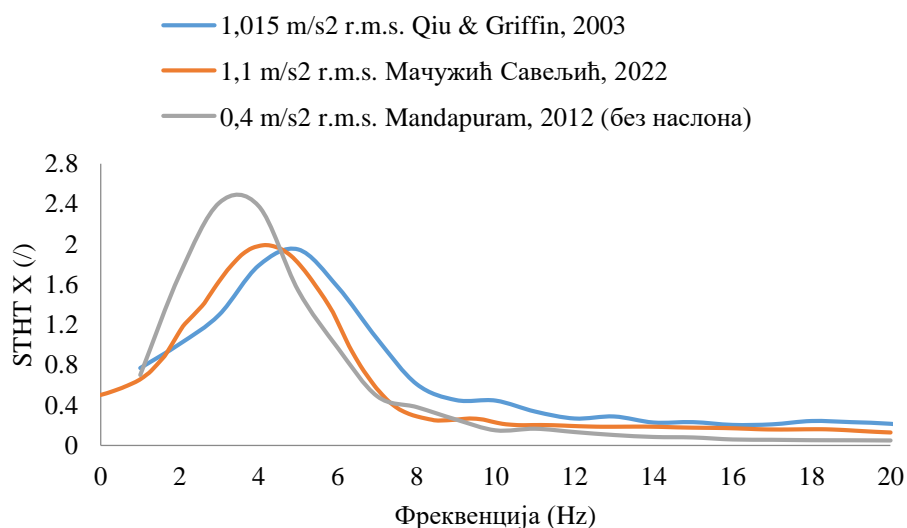
Слика 4.4. Поређење средњег STHT одзива у вертикалном правцу са ISO 5982:2019 стандардом за случај вертикалне побуде

На слици 4.5 је приказано поређење добијених резултата средњих вредности функција фреквентног одзива  $STHT$  са резултатима других аутора, за угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .



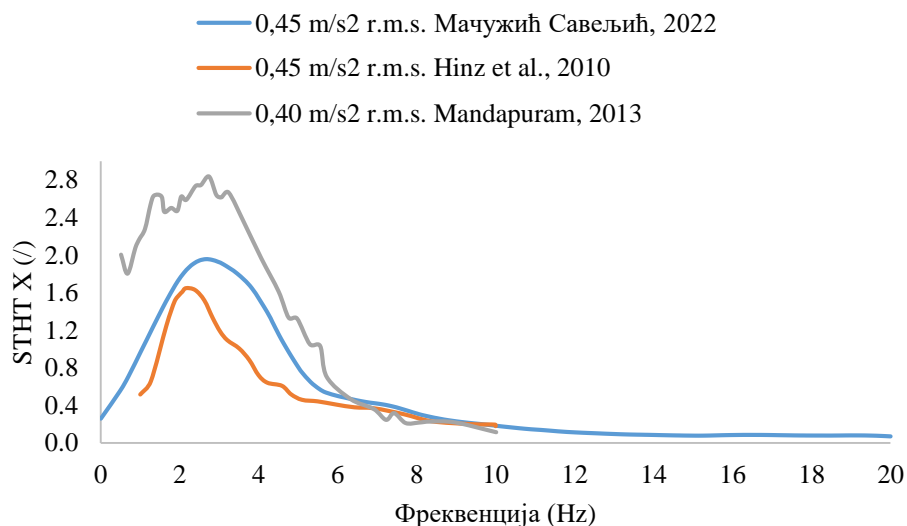
**Слика 4.5.** Поређење средњег  $STHT$  одзива у вертикалном правцу са резултатима других аутора за случај вертикалне побуде

Са слике 4.5 се уочава да су резонантне фреквенције које су утврдили аутора (Wang et al., 2006) и (Dewangan et al., 2013) у опсегу 4,3 Hz - 4,8 Hz, при побуди од  $0,5 \text{ m/s}^2$  r.m.s, док је у овој докторској дисертацији добијена резонантна фреквенција од 4,4 Hz, при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s, па је на тај начин извршена још једна валидација експерименталних мерења докторске дисертације. Уочавају се одступања у амплитуди  $STHT$  одзива, што је резултат разлика које потичу од дебљине и квалитета испуне седишта, као и антропометријских карактеристика испитаника. На слици 4.6 приказана је валидација добијених резултата са резултатима других аутора за случај побуде у подужном правцу.



**Слика 4.6.** Поређење средњег  $STHT$  одзива у подужном правцу са резултатима других аутора за случај подужне побуде

Са слике 4.6 се може уочити да се резонантне фреквенције крећу од 3,85 Hz (Mandapuram, 2012) при побуди од  $0,4 \text{ m/s}^2$  до 4,9 Hz (Qui & Griffin, 2003) при побуди од  $1,015 \text{ m/s}^2$ . Резултати ове докторске дисертације показују резонантну фреквенцију на 4,2 Hz, при побуди од  $1,1 \text{ m/s}^2$  чиме је извршена још једна валидација експерименталних мерења, у овом случају у подужном правцу побуде. Слика 4.7 показује валидацију експерименталних резултата ове докторске дисертације за случај вишеосне побуде. Уочава се да се резонантне фреквенције крећу од 2,1 Hz (Hinz et al., 2010), 3 Hz (Mandapuram, 2013) до 3,2 Hz (Мачужић Савељић, 2022). Разлике потичу услед физичких карактеристика седишта на коме се испитаници налазе, као и положаја које тело човека заузима на седишту.



Слика 4.7. Поређење средњег STHT одзива у подужном правцу са резултатима других аутора за случај вишеосне побуде

#### 4.4 ПОДУЖНЕ ВИБРАЦИЈЕ

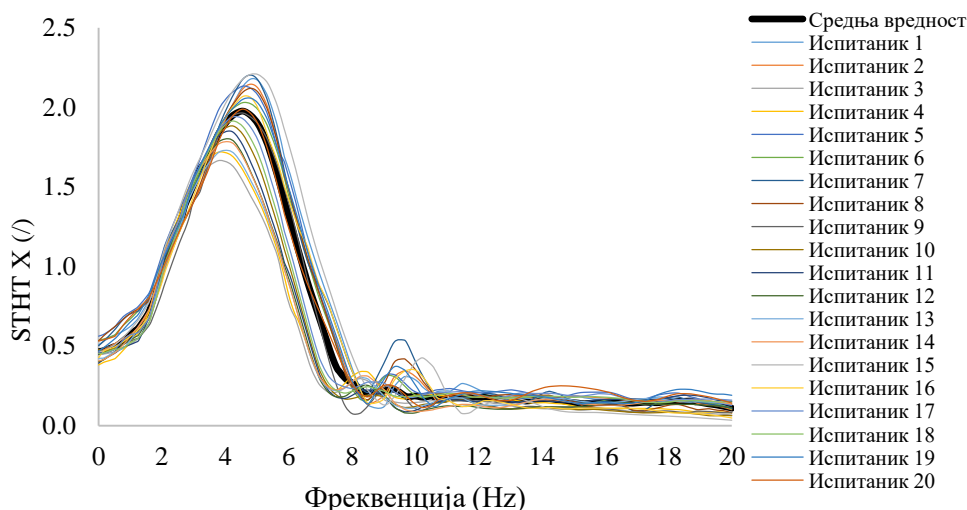
Биодинамички одговори тела човека у седећем положају на хоризонталне подужне вибрације истраживани су у релативно мањем броју студија у односу на вертикалне вибрације. То је највероватније због релативно већих амплитуда вертикалних вибрација у возилима, што узрокује веће штетне ефекте у погледу здравља. Биодинамички одговори седећих путника изложених вибрацијама целог тела широко су истраживани у смислу фреквентног одзива STHT у широким опсезима амплитуде вибрација и различитим условима седења (Fairley & Griffin, 1990; Mandapuram et al., 2005; Mansfield & Maeda, 2007; Hinz et al., 2006; Rakheja et al., 2002; Rakheja et al., 2008; Zhang et al., 2016). Већина студија се односила на мерење једноосних вибрација и одзива у истом смеру. Један број истраживања хоризонталних вибрација користио је испитанике у седећем положају без наслона за седење, док је други број користио наслон седишта (Mansfield & Maeda, 2007; Griffin, 1990; Nawayseh & Griffin, 2005a). Студије које се баве истраживањима биодинамичких одговора испитаника у седећем положају са наслонем седишта, усредсређене су преважно на интеракцију тела испитаника и самог седишта (Mandapuram et al., 2005; Nawayseh & Griffin, 2004). Већина студија је проучавала синусне или случајне вибрације различитих интензитета, при чему су доња и горња граница опсега фреквенција варирале у границама: од 0,25 Hz до 2 Hz, и од 10 Hz до 100 Hz.



#### 4.4.1 Резултати мерења за мушке и женске испитанике

##### Угао нагиба наслона седишта од 90° за мушке испитанике

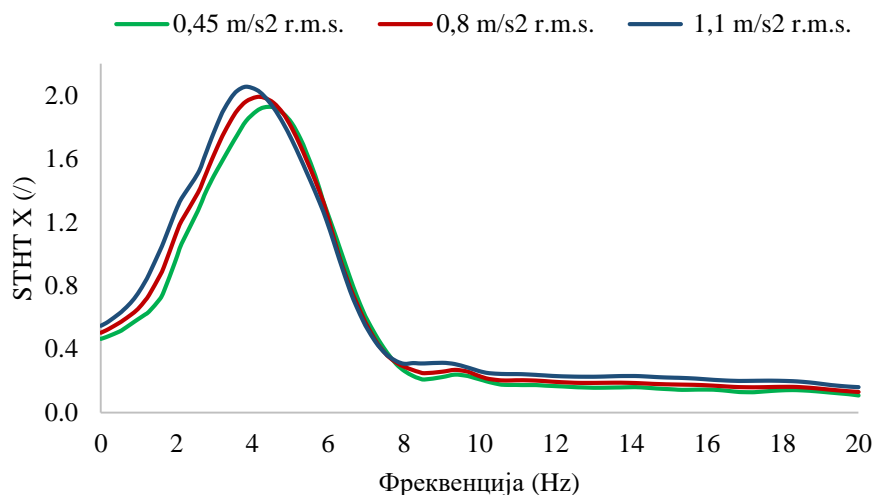
У наставку су приказани резултати мерења одзива СТНТ у подужном правцу (СТНТ X) за мушку популацију. На слици 4.8 су приказани СТНТ одзиви у подужном правцу за вредност побуде од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s.



**Слика 4.8.** СТНТ одзиви у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)

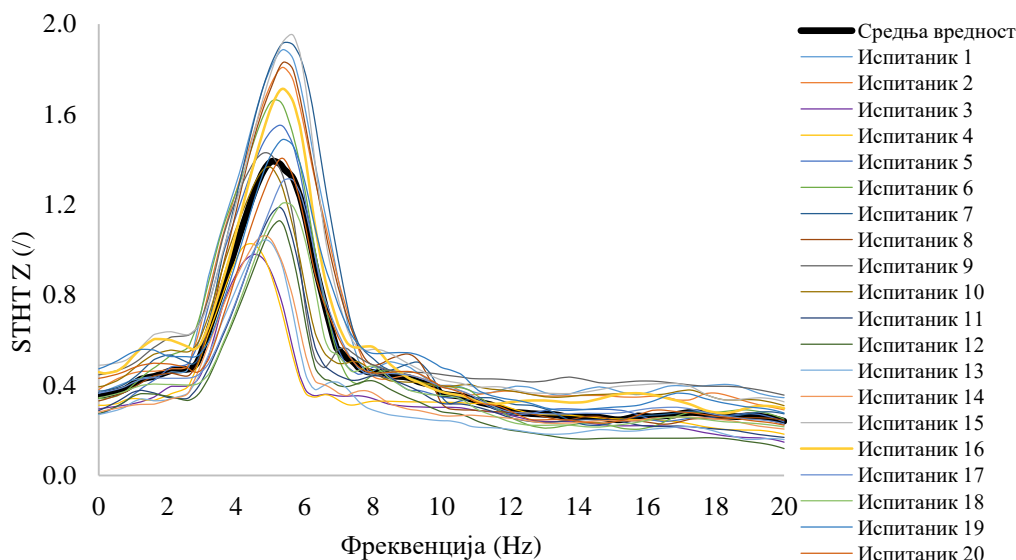
Са слике 4.8 се може уочити да се појава резонантне фреквенције јавља у опсегу 3,83 Hz - 5,04 Hz. Најнижа резонантна фреквенција је забележена код испитаника са индексом телесне масе (даље коришћено ВМІ) 34.

На слици 4.9 је приказан упоредни приказ средњих СТНТ одзива у подужном правцу за три врсте побуде: 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Уочава се нелинеарност система седиште-возач. Променом амплитуде побуде мења се облик СТНТ, што се одражава на промену вредности резонантне фреквенције. Повећање амплитуде побуде доводи до повећања амплитуде СТНТ и до смањења резонантне фреквенције, што показује да је систем седиште-возач нелинеаран и да има способност пригушивања побуда.



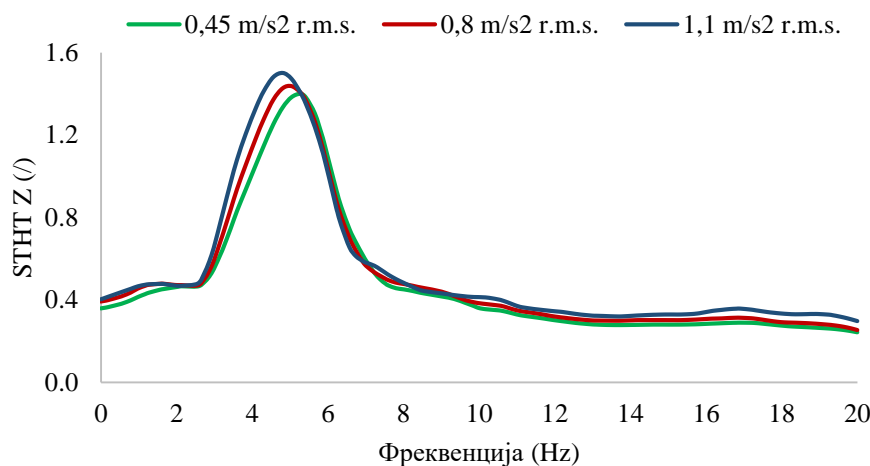
**Слика 4.9.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)

Код STHT одзива у вертикалном правцу, резонантне фреквенције се јављају у опсегу 4,8 Hz - 5,7 Hz (слика 4.10). У овом случају вредности амплитуде STHT се повећавају у много већем проценту у односу на вредности амплитуде STHT у подужном правцу.



**Слика 4.10.** STHT одзиви у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)

Резонантне фреквенције се код STHT одзива у вертикалном правцу јављају касније у односу на STHT одзив у подужном правцу. На слици 4.11 су приказане средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за три побуде: 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. при углу седења од 90°.

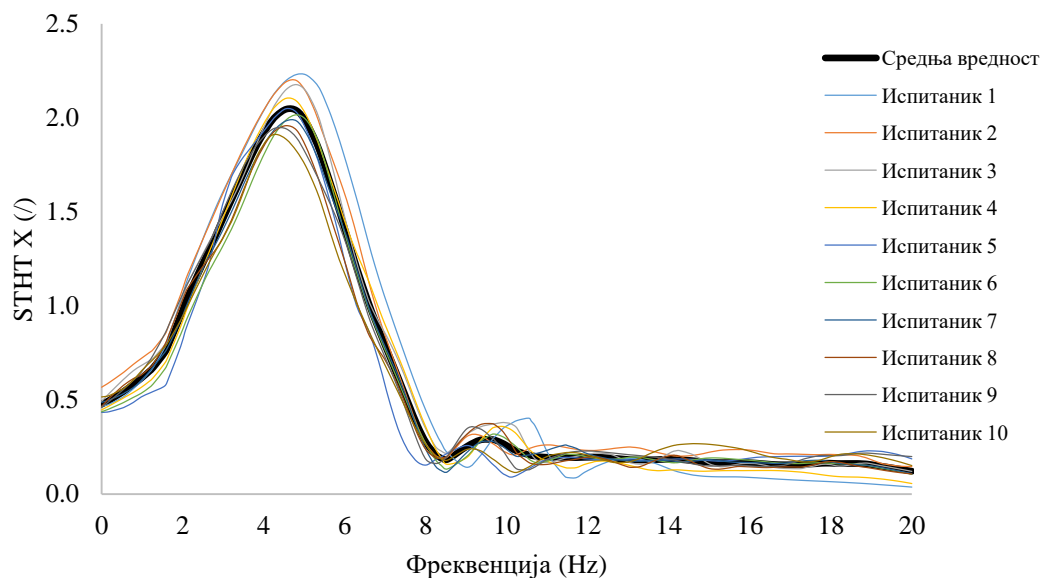


**Слика 4.11.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

За побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  највиша резонантна фреквенција износи  $5,27 \text{ Hz}$  при амплитуди STHT од  $1,41$ . Побуда од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  изазива највишу резонантну фреквенцију од  $5,04 \text{ Hz}$  при амплитуди STHT од  $1,44$ . Највиша средња вредност амплитуде STHT одзива од  $1,50$  је забележена код побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  при резонантној фреквенцији од  $4,81 \text{ Hz}$ .

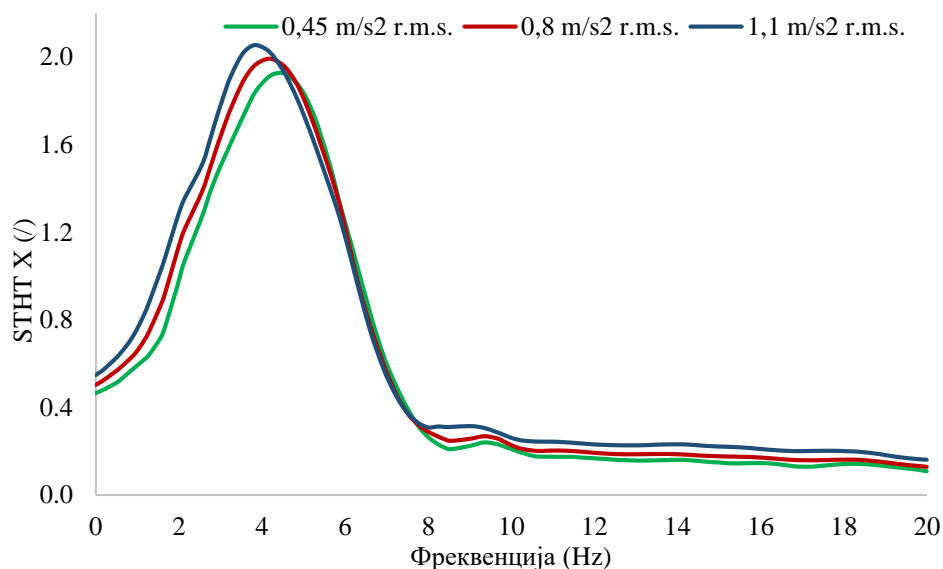
#### Угао нагиба наслона седишта од $90^\circ$ за женске испитанике

На слици 4.12 су приказани STHT одзиви у подужном правцу за женску популацију за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .



**Слика 4.12.** STHT одзиви у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

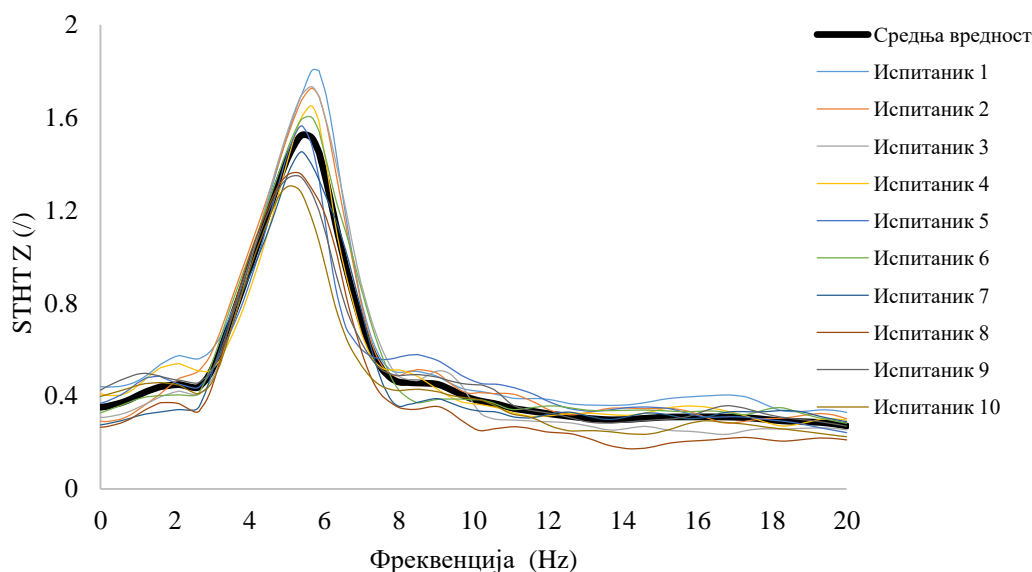
Резонантне фреквенције се јављају у опсегу 4,31 Hz - 5,04 Hz (слика 4.12). Код испитаника 1 забележена је резонантна фреквенција од 5,04 Hz, која је уједно и највиша за ово мерење, при амплитуди STHT одзива од 2,23. Најнижа резонантна фреквенција је примећена код испитаника 10, која је износила 4,31 Hz при амплитуди STHT одзива од 1,91. Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за женске испитанике су приказане сликом 4.13.



**Слика 4.13.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)

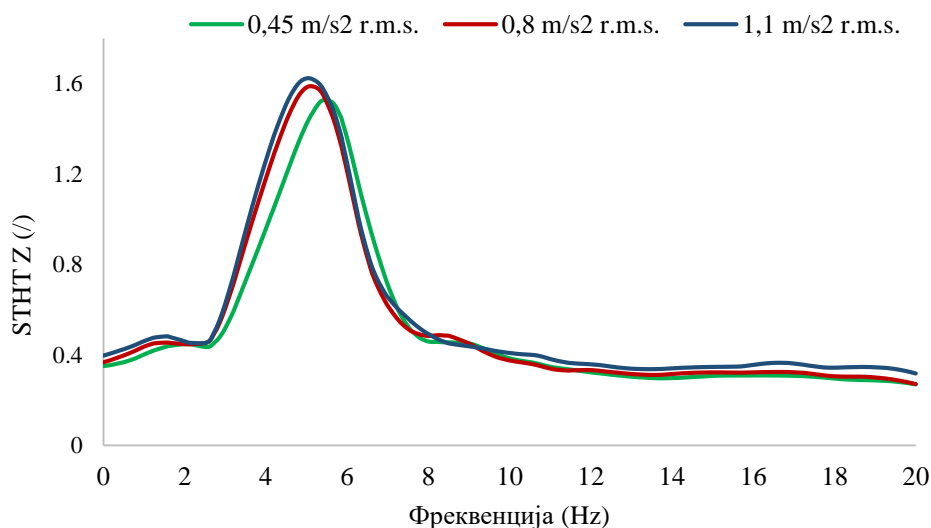
Највиша резонантна фреквенција од 4,81 Hz је забележена при побуди од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и при средњој вредности амплитуде STHT одзива од 2,04. Код побуде од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. највиша резонантна фреквенција је износила 4,56 Hz. Та вредност је забележена при средњој вредности амплитуде STHT одзива од 2,09. Најнижа резонантна фреквенција била је код побуде од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и она је износила 4,31 Hz при средњој вредности амплитуде STHT одзива од 2,17. Са слике 4.13 се може закључити да приликом повећања вредности побуда долази до повећања средњих вредности амплитуда STHT одзива и до смањења резонантних фреквенција, чиме се показује да је систем седиште-возач нелинеаран.

Код STHT функције у вертикалном правцу за угао нагиба наслона седишта од 90° и при побуди од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. појава прве резонантне фреквенције је забележена касније за разлику од истог угла седења у подужном правцу. Резонантне фреквенције за вертикалан правац су се кретале у опсегу 5,27 Hz - 5,88 Hz, (слика 4.14). Најнижа резонантна фреквенција од 5,27 Hz је забележена код испитаника 10, док је највиша резонантна фреквенција од 5,88 Hz забележена код испитаника 1.



**Слика 4.14.** STHT одзиви у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

Када су у питању STHT одзиви у вертикалном правцу, за угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , њихове средње вредности су ниже у односу на STHT одзиве у подужном правцу за исте вредности побуда. На слици 4.15 су приказане средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу. Највиша средња вредност амплитуде STHT од  $1,62$  је забележена при побуди од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Нешто нижа средња вредност амплитуде STHT одзива од  $1,58$  била је при побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s., док је најнижа средња вредност амплитуде STHT од  $1,51$  забележена под утицајем побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s.



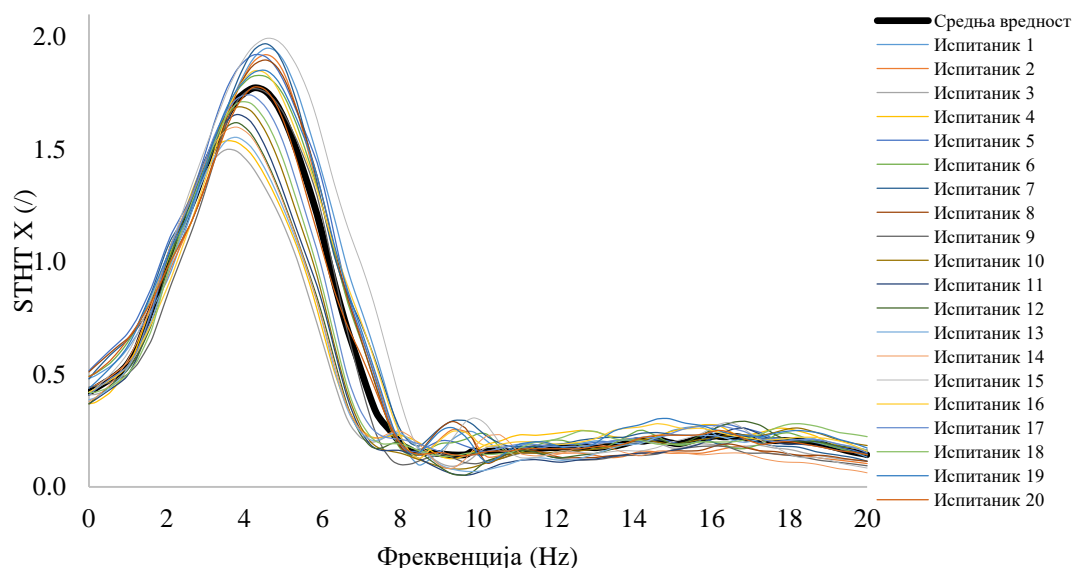
**Слика 4.15.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

Са слика 4.13 и 4.15 може се уочити разлика код средњих вредности STHT одзива и код појаве првог максимума. У подужном правцу (слика 4.13) средње вредности STHT одзива су веће у односу на вертикалан правац (слика 4.15). Такође, на слици 4.13 се

учава појава првог максимума на нижим фреквенцијама за разлику од функција фреквентног одзива STHT у вертикалном правцу (слика 4.15).

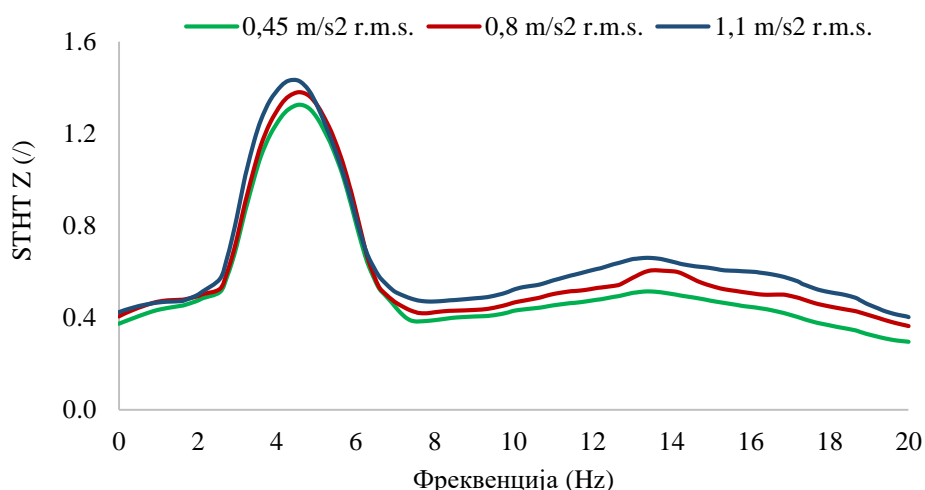
#### Угао нагиба наслона седишта од 100° за мушке испитанике

На слици 4.16 су приказани STHT одзиви у подужном правцу за вредност побуде од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угла седења од 100°.



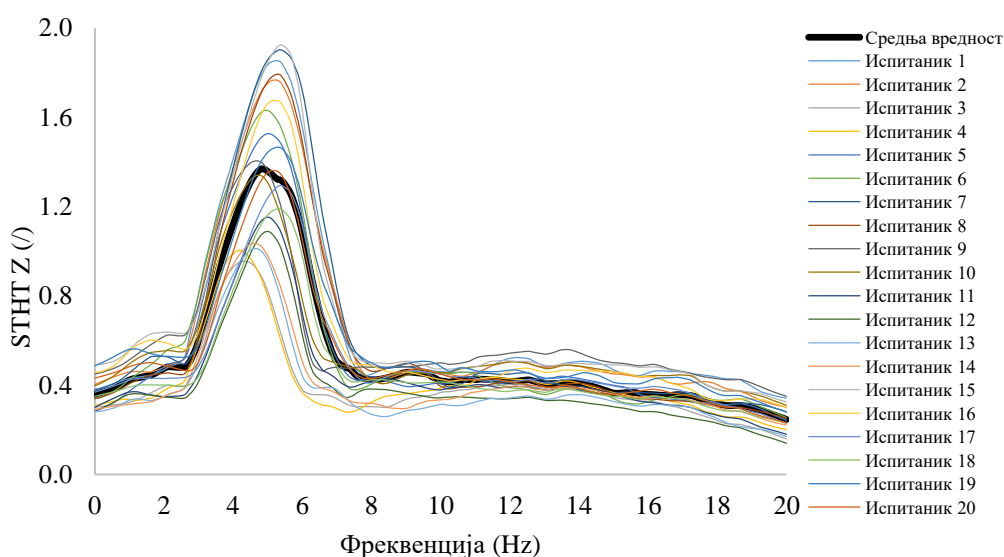
**Слика 4.16.** STHT одзиви у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 100°)

Резонантне фреквенције се јављају у опсегу 3,60 Hz – 4,81 Hz. У односу на угао нагиба наслона седишта од 90° (слика 4.12) примећен је благи пораст вредности свих STHT одзива у опсегу 10 Hz - 20 Hz. Слика 4.17 показује упоредни приказ средњих вредности STHT одзива у подужном правцу за три побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s.



**Слика 4.17.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

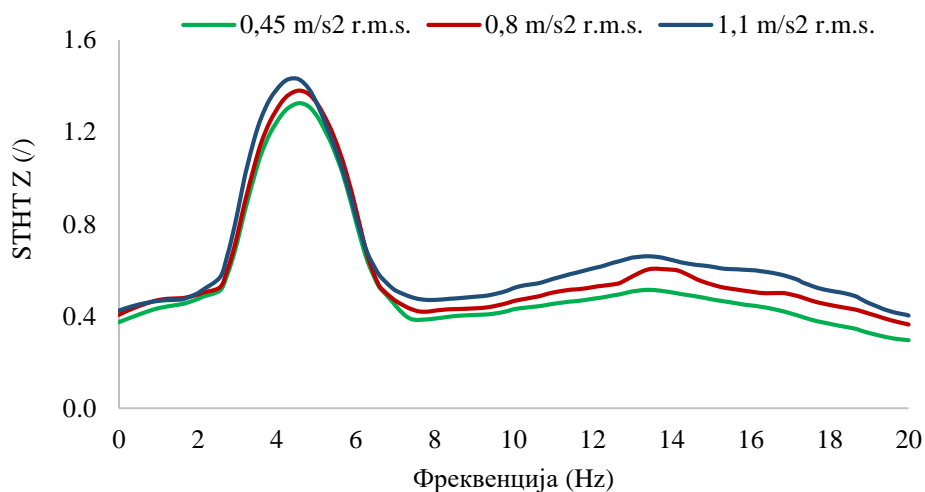
Највиша резонантна фреквенција од  $4,31 \text{ Hz}$  је забележена код побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s., а средња вредност амплитуде STHT одзива је износила  $1,75$ . Најнижу резонантну фреквенцију од  $3,83 \text{ Hz}$  изазвала је побуда од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., док је при тим вредностима забележена највећа вредност амплитуде STHT одзива од  $1,85$ . На слици 4.18 су приказани STHT одзиви у вертикалном правцу за вредност побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s., при углу нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ .



**Слика 4.18.** STHT одзиви у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

Са слике 4.18 се може уочити да се највише резонантне вредности јављају у опсегу  $4,46 \text{ Hz}$  –  $5,42 \text{ Hz}$ . Највишу резонантну фреквенцију је имао испитаник 15 са вредношћу BMI од  $22,7$ , при амплитуди STHT одзива од  $1,92$ .

Слика 4.19 приказује средње вредности функција фреквентног одзива STHT у вертикалном правцу за три побуде:  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  при углу седења од  $100^\circ$ .



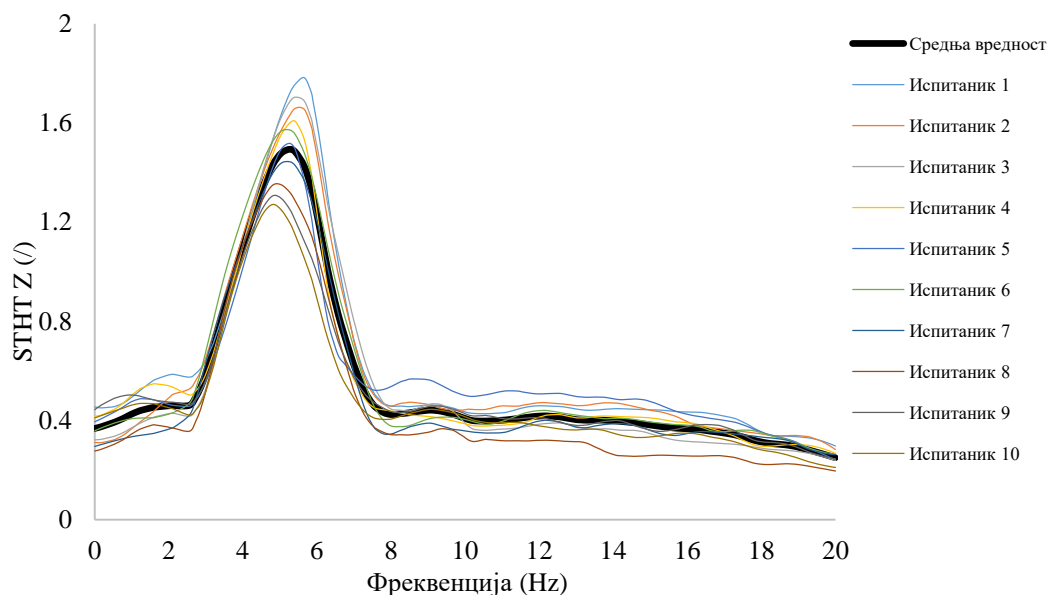
**Слика 4.19.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

Највиша резонантна фреквенција за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  је износила  $5,04 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,39$  (слика 4.19). Средња вредност амплитуде STHT одзива у вертикалном правцу од  $1,44$  је забележена при побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и резонантној фреквенцији од  $4,79 \text{ Hz}$ . За побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  највиша резонантна фреквенција била је  $4,56 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,45$ . На основу изложеног, може се закључити да постоји разлика средњих вредности STHT одзива у вертикалном правцу за углове седења од  $90^\circ$  и  $100^\circ$ . Са повећањем угла нагиба наслона седишта са  $90^\circ$  на  $100^\circ$  долази до смањења резонантних фреквенција STHT одзива, као и до смањења вредности амплитуда STHT одзива.

#### Угао нагиба наслона седишта од $100^\circ$ за женске испитанике

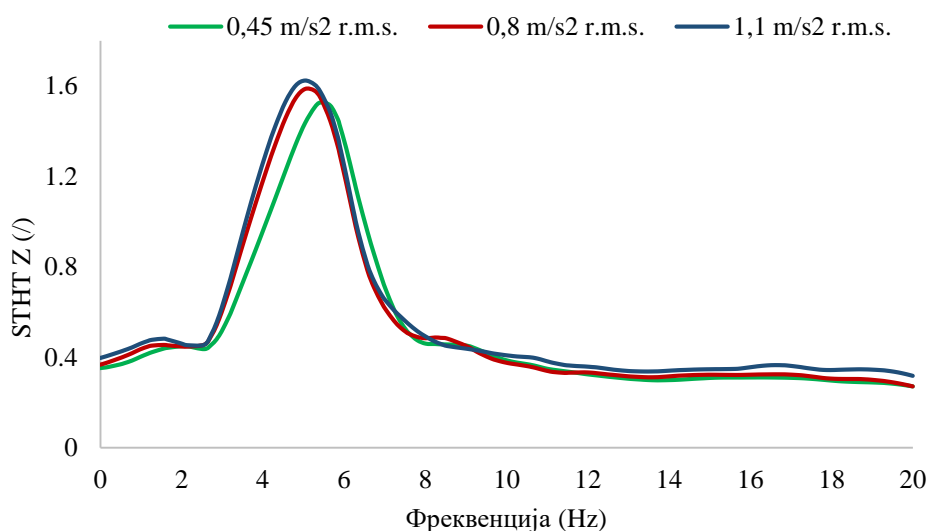
На слици 4.20 су приказани STHT одзиви у вертикалном правцу за угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  и вредности побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$





**Слика 4.20.** STHT одзиви у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

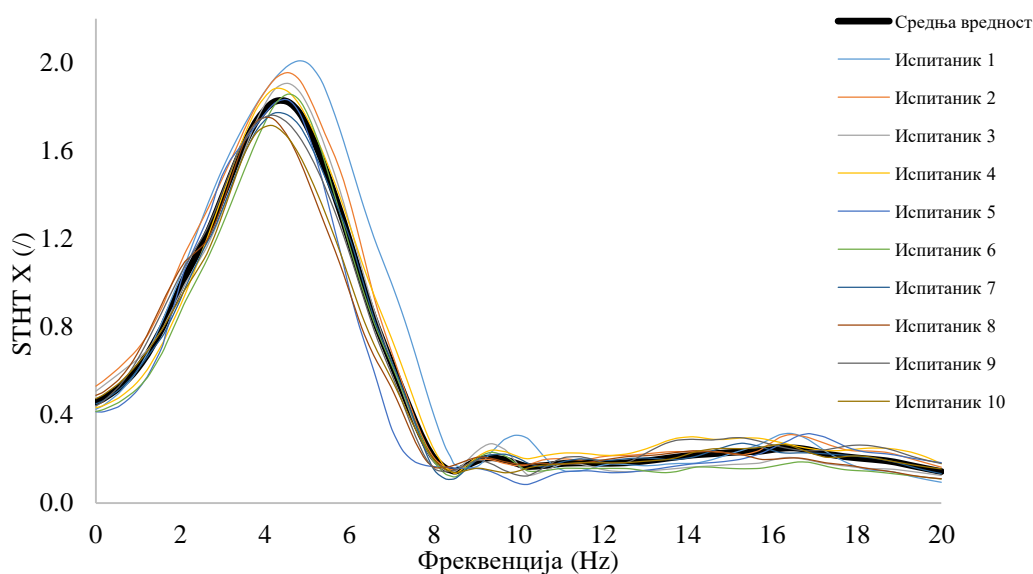
Са слике 4.20 се може видети да се резонантне фреквенције јављају у опсегу  $4,81 \text{ Hz} - 5,66 \text{ Hz}$ . Код угла нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , резонантна фреквенција се јавила при већој фреквенцији у односу на угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ . Највиша резонантна фреквенција од  $5,42 \text{ Hz}$  је забележена при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  (слика 4.21).



**Слика 4.21.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

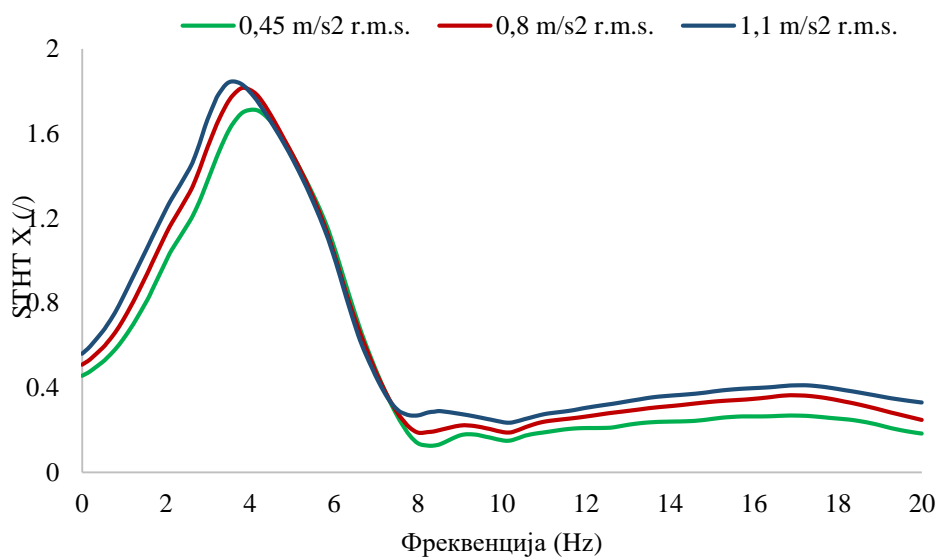
Нешто нижа резонантна фреквенција од  $5,04 \text{ Hz}$  је добијена при побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , док је најнижа резонантна фреквенција примећена код побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$

На слици 4.22 су приказани STHT одзиви за десет женских испитаника у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  и вредност побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$



**Слика 4.22.** STHT одзиви у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуда  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

Са слике 4.22 се уочава да су резонантне фреквенције биле у опсегу  $4,10 \text{ Hz} - 4,83 \text{ Hz}$ , док су се вредности амплитуде STHT одзива кретале у опсегу  $1,71 - 2,09$ . Средње вредности амплитуда STHT одзива за три различите побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  за женске испитанике су приказане на слици 4.23.



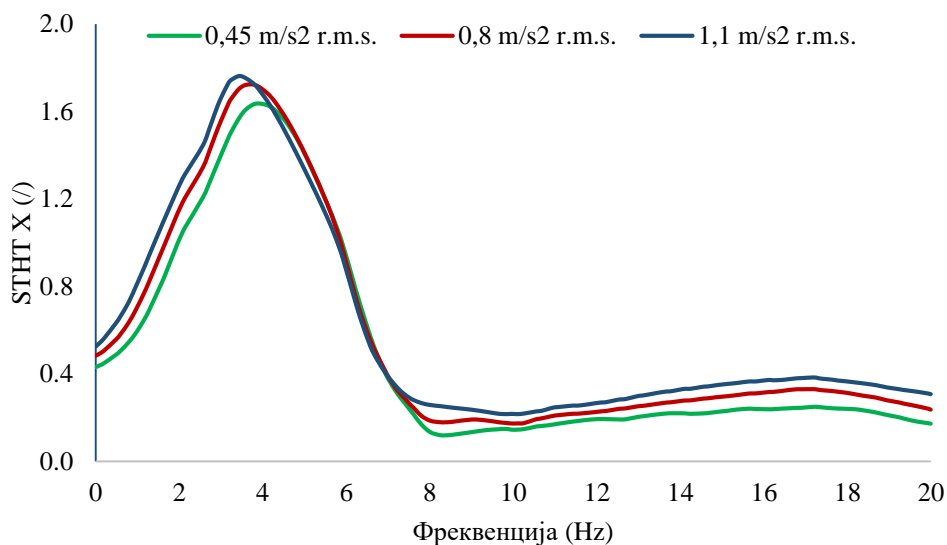
**Слика 4.23.** Средње вредности амплитуда STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ )

Највиша резонантна фреквенција од  $4,49 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,79$  забележена је при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Како вредност побуде расте, тако долази до опадања вредности резонантне фреквенције, и за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. измерена је резонантна фреквенција од  $4,15 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,95$ . Највиша вредност побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. је изазвала најнижу

резонантну фреквенцију од 3,82 Hz. При тој резонантној фреквенцији средња вредност амплитуде STHT одзива је била 1,94.

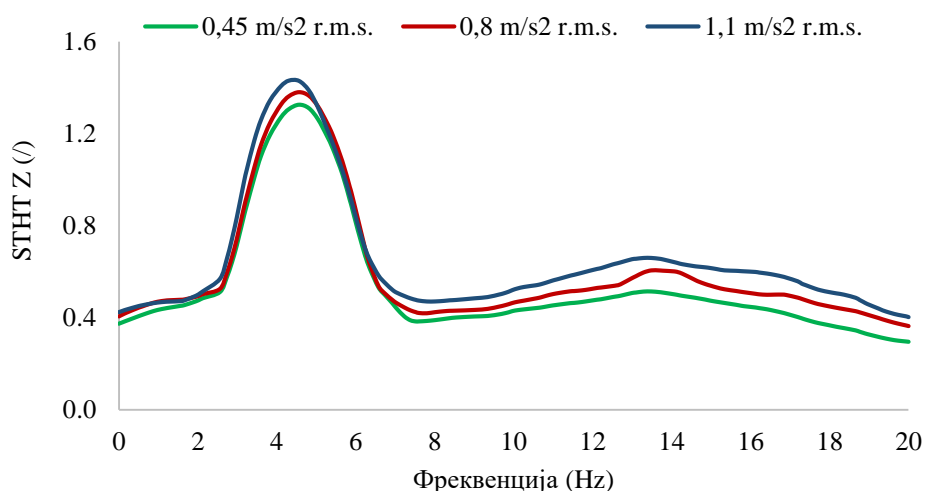
Угао нагиба наслона седишта од 110° за мушке испитанике

На слици 4.24 су приказане упоредно средње вредности амплитуда STHT одзива у подужном правцу за три различите побуде, при углу седења од 110°.



**Слика 4.24.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта од 110°)

Највиша забележена средња вредност амплитуде STHT одзива за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. износила је 1,64 при резонантној фреквенцији од 3,83 Hz. Код побуде од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. средња вредност амплитуде STHT одзива износила је 1,72 при резонантној фреквенцији од 3,60 Hz, док је средња вредност амплитуде STHT одзива од 1,76 при резонантној фреквенцији од 3,43 Hz забележена код побуде од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Код средњих вредности амплитуда STHT одзива у вертикалном правцу дошло је до појаве благог максимума у опсегу 12 Hz - 14 Hz, када су све три побуде у питању, што се може уочити на слици 4.25. Појава другог максимума није забележена код средњих вредности амплитуда STHT одзива у подужном правцу.

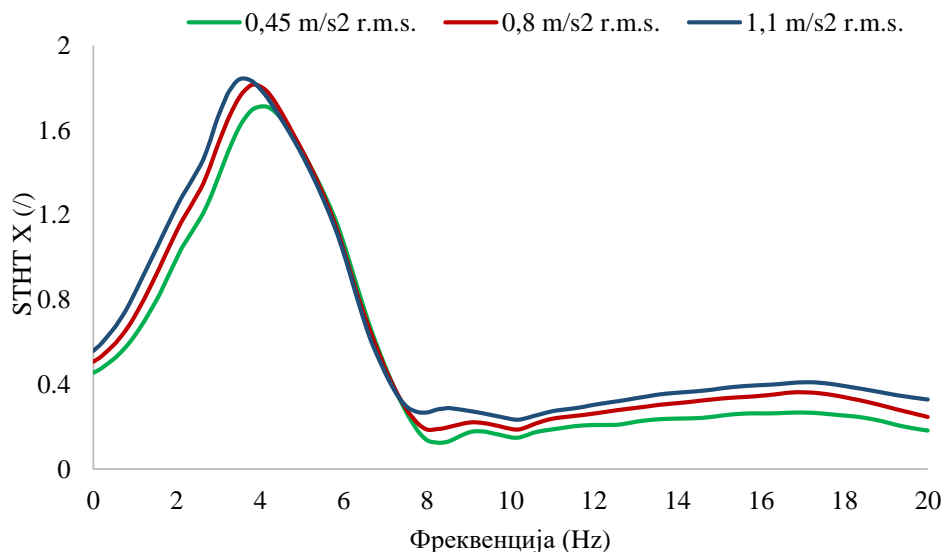


**Слика 4.25.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта од 110°)

Може се уочити да је, за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. у вертикалном правцу, највиша резонантна фреквенција износила 4,60 Hz при средњој вредности амплитуде STHT одзива од 1,37, док је за ту исту побуду код STHT одзива у подужном правцу, највиша резонантна фреквенција била нижа, 3,83 Hz. Такође, за остале вредности побуда, највише резонантне фреквенције у вертикалном правцу су биле веће у односу на резонантне фреквенције у подужном правцу. Код побуде од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. највиша резонантна фреквенција је била 4,55 Hz при средњој вредности амплитуде STHT одзива од 1,39; док је код побуде од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. резонантна фреквенција била 4,32 Hz при средњој вредности амплитуде STHT од 1,45.

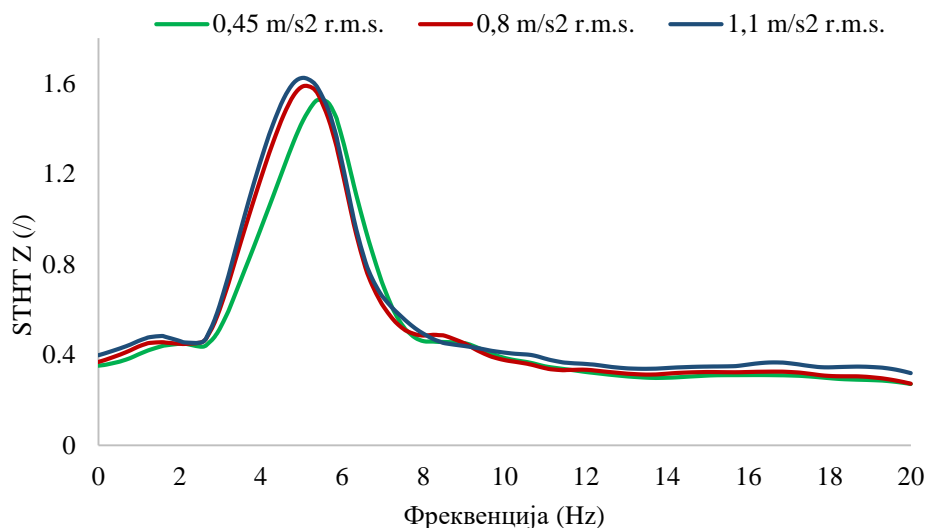
#### Угао нагиба наслона седишта од 110° за женске испитанике

На слици 4.26 дат је упоредни приказ средњих вредности амплитуда STHT одзива за три различите побуде и угао нагиба наслона седишта од 110°.



**Слика 4.26.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 110°)

Са слике 4.26 се уочава да су највише резонантне фреквенције од 4,13 Hz забележене при побуди од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Како побуда расте тако долази до смањења резонантних фреквенција, па тако при побуди од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. највиша резонантна фреквенција била је 3,83 Hz. Сходно томе, при највишој вредности побуде од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. забележена је најнижа резонантна фреквенције од 3,61 Hz. Када су у питању средње вредности амплитуда STHT одзива у вертикалном правцу, код њих су највише резонантне фреквенције нешто више у односу на подужни правац (слика 4.27).



**Слика 4.27.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вибрацијама у подужном правцу (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 110°)

Са слике 4.27 се уочава благи пораст средњих вредности STHT одзива у вертикалном правцу у фреквентном опсегу 12 Hz - 16 Hz, а то није случај код средњих вредности

функција фреквентног одзива СТНТ у подужном правцу за исти угао нагиба наслона седишта и за исте вредности побуда.

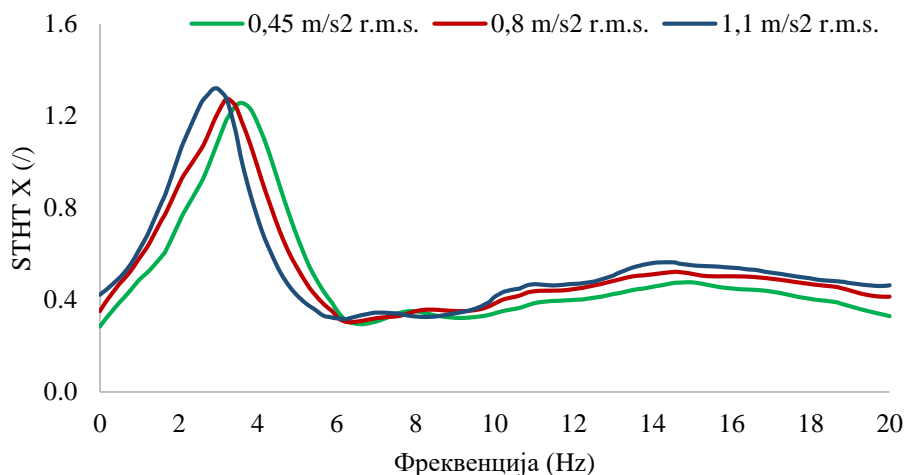
## 4.5 ВЕРТИКАЛНЕ ВИБРАЦИЈЕ

Стандард ISO 2631-1:1997 описује однос између вертикалних вибрација мерених на контактном делу између човека и седишта и појаве неудобности. Вертикалне вибрације су често узрочник бола у доњем делу леђа. Преношење вибрација са седишта на људско тело и унутар тела човека (од карлице до главе) се истражују експериментално. Неки аутори су истраживали МП или АМ одзив (Kitazaki & Griffin, 1995; Kitazaki & Griffin, 1997), док су се други усредсредили на истраживање СТНТ одзива (Griffin, 1990; Mansfield & Griffin, 2000; Panjabi et al., 1986; Pope et al., 1990; Zimmerman & Cook, 1997). Стандард ISO 5982:2019 представио је низ идеализованих вредности за карактеризацију биодинамичког одзива тела у седећем положају под дејством вертикалним вибрацијама. У поређењу са биодинамичким одговорима у тачки, аутори (Paddan & Griffin, 1998) су идентификовали укупно 46 студија које су истраживале реакције испитаника у седећем положају на вертикалне вибрације преко СТНТ одзива. Ова студија није узела у обзир фазне податке, укључила је оне добијене за тело у седећем положају на меким јастуцима са појасевима, док услови наслона за леђа нису дефинисани. Утврђено је да горњи део тела највише утиче на СТНТ одзив (Wang et al., 2006; Paddan & Griffin, 1988).

### 4.5.1 Резултати мерења за мушке и женске испитанике

Угао нагиба наслона седишта од 90° за мушке испитанике

На слици 4.28 су приказане средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за три побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. при углу седења од 90°.

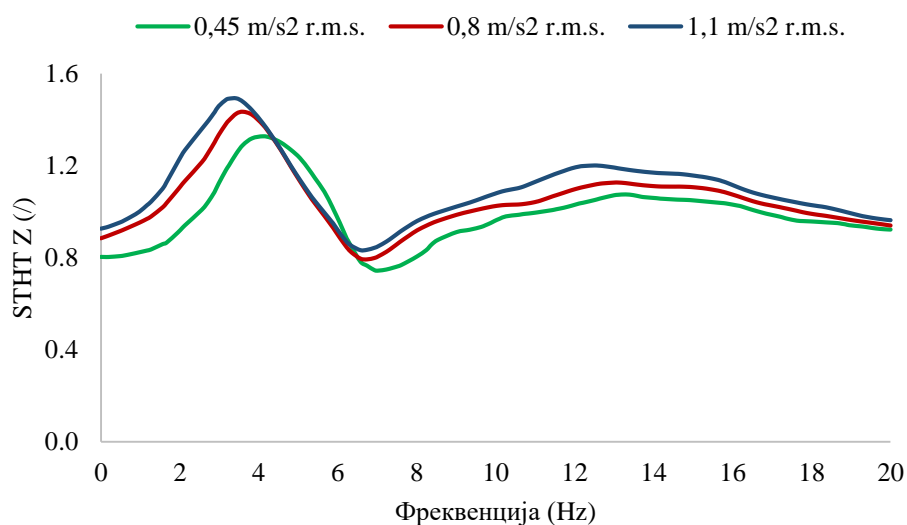


**Слика 4.28.** Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)

Са слике 4.28 се може приметити да постоји благи максимум у опсегу 6 Hz - 8 Hz, што није забележено код СТНТ одзива у подужном правцу при подужним вибрацијама. Овде се може запазити благи пад кривих у опсегу 10 Hz - 16 Hz, што такође није забележено

код подужних вибрација при истом углу седења и истим побудама. Највиша резонантна фреквенција при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  је  $4,10 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде СТНТ одзива од  $1,32$ . Највиша резонантна фреквенција за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  је забележена при фреквенцији од  $3,85 \text{ Hz}$ , док је у том делу средња вредност амплитуде СТНТ износила  $1,36$ . За највећу вредност побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  највиша резонантна фреквенција је била  $3,43 \text{ Hz}$ , а средња вредност амплитуде СТНТ је износила  $1,46$ . Може се закључити да повећање/смањење амплитуде вибрација доводи по повећања/смањења амплитуде СТНТ одзива и до смањења/повећања резонантне фреквенције, што још једном указује на нелинеарност система седиште-возач.

На слици 4.29 су приказане средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за три побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  при углу седења од  $90^\circ$ .

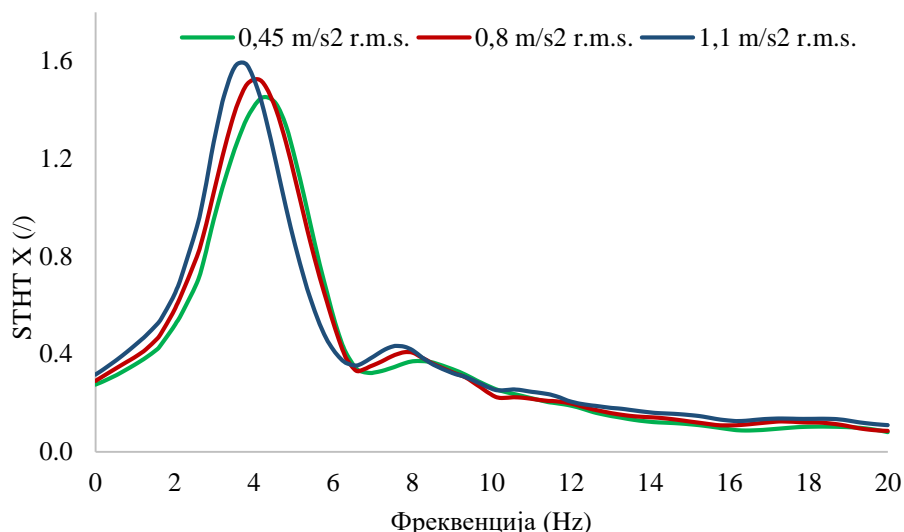


**Слика 4.29.** Средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

Код СТНТ одзива у вертикалном правцу, при вертикалној побуди је карактеристично то што поред првог максимума долази до појаве и другог максимума који се јавља између  $8 \text{ Hz}$  и  $11 \text{ Hz}$ . Појава највише резонантне фреквенције при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  је била на  $4,56 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде СТНТ одзива од  $1,42$ . Највиша средња вредност амплитуде СТНТ од  $1,59$  је забележена код побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  при фреквенцији од  $3,83 \text{ Hz}$ . При побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и резонантној фреквенцији од  $4,10 \text{ Hz}$ , средња вредност амплитуде СТНТ је била  $1,48$ .

#### Угао нагиба наслона седишта од $90^\circ$ за женске испитанике

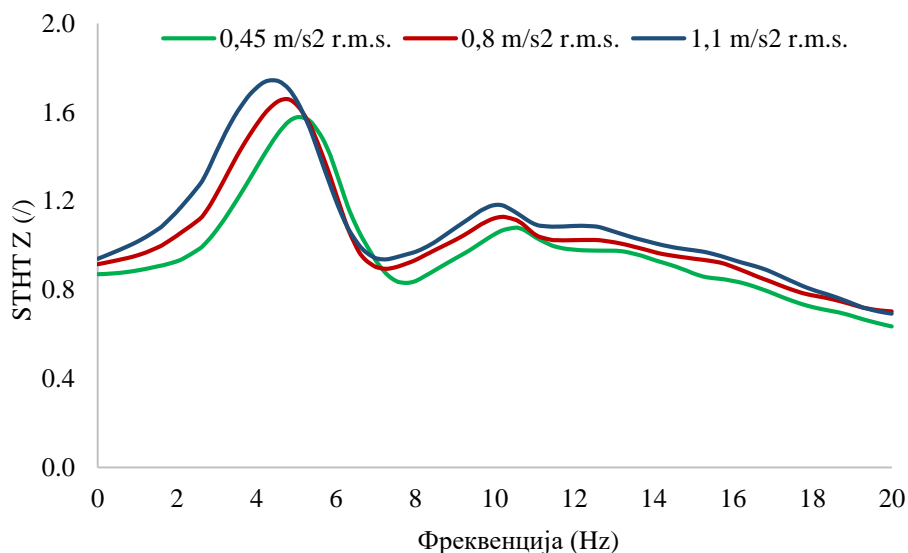
Када се изврши поређење мушких и женских испитаника, за исте вредности побуда и угла нагиба наслона седишта, закључује се да су код женских испитаника највише резонантне фреквенције веће у односу на мушке испитанике. Оно што се може рећи да је заједничко и код мушких и код женских испитаника је појава благог максимума у фреквентном опсегу  $6 \text{ Hz} - 8 \text{ Hz}$ .



**Слика 4.30.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)

Са слике 4.30 се може видети да највишу резонантну фреквенцију од 4,36 Hz има побуда од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s., а са порастом вредности побуде смањује се резонантна фреквенција, док је при побуди од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. највиша резонантна фреквенција износила 4,09 Hz. Најнижа вредност побуде од 3,82 Hz је примећена при највишој вредности побуде од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s.

Код средњих вредности STHT одзива у вертикалном правцу долази касније до појаве резонантне фреквенције за разлику од средњих вредности STHT одзива у подужном правцу. На слици 4.31 су приказане средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за угао нагиба наслона седишта од 90° и три побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s.



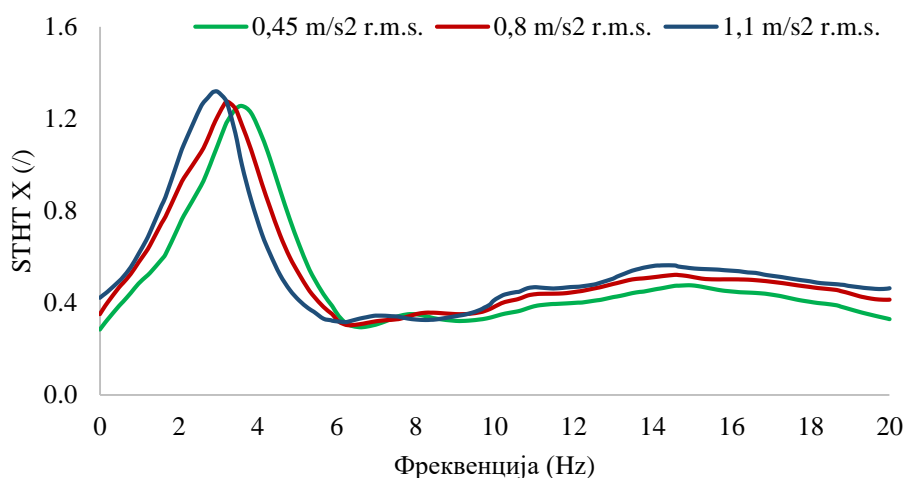
**Слика 4.31.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)



Највише резонантне фреквенције се на слици 4.31 могу уочити у фреквентном опсегу 4,62 Hz – 5,05 Hz које су забележене при побудама од 0,45 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., док је при побуди од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. забележена највиша резонантна фреквенција од 4,91 Hz.

#### Угао нагиба наслона седишта од 100° за мушке испитанике

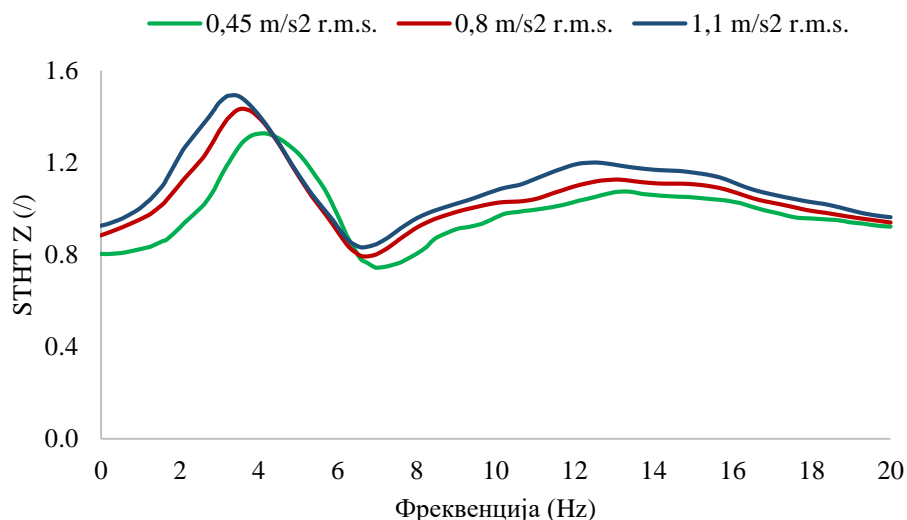
Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од 100° се разликују од средњих вредности СТНТ одзива у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од 90°. Код средњих вредности СТНТ одзива у подужном правцу, за угао нагиба наслона седишта од 100°, постоји њихов благи пораст у фреквентном опсегу 14 Hz - 16 Hz (слика 4.32), што није примећено код средњих вредности СТНТ одзива у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од 90° (слика 4.28).



**Слика 4.32.** Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 100°)

Највише резонантне фреквенције код СТНТ одзива у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од 100° су ниже у односу на резонантне фреквенције СТНТ одзива у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од 90°. Највиша резонантна фреквенција за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. је 3,81 Hz, при средњој вредности амплитуде СТНТ од 1,29. Побуде од 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. бележе највише резонантне фреквенције од 3,61 Hz и 3,24 Hz при средњим вредностима амплитуде СТНТ одзива од 1,35 и 1,39, респективно.

На слици 4.33 су приказане средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за угао нагиба наслона седишта од 100° при различитим побудама 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s.

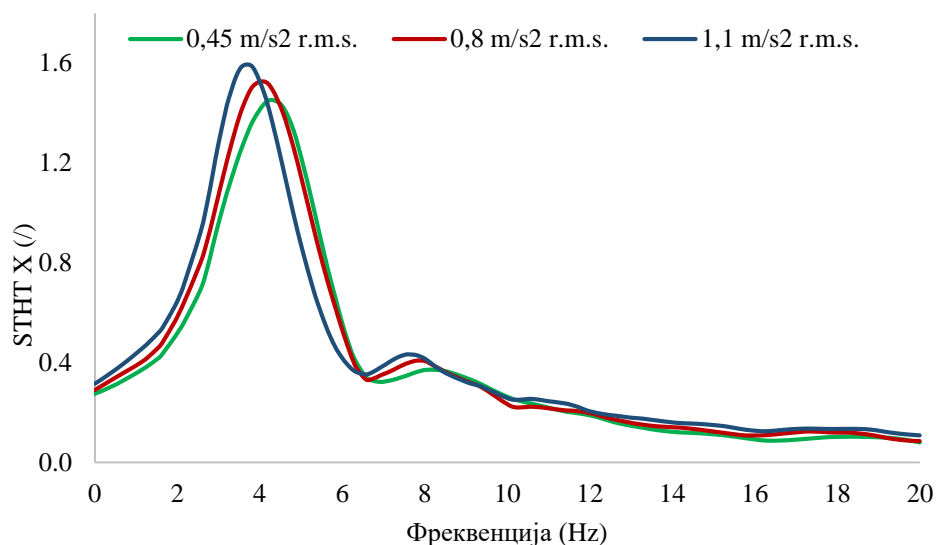


**Слика 4.33.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

Разлика у угловима наслона седишта од  $100^\circ$  и  $90^\circ$  за средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу се огледа у томе што код угла од  $90^\circ$  постоји мањи, секундарни максимум у фреквентном опсегу  $8 \text{ Hz} - 10 \text{ Hz}$  (слика 4.31), што се не примећује код средњих вредности STHT одзива за угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  (слика 4.33). За угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$  највише вредности резонантних фреквенција су биле веће у односу на вредности које су забележене при углу од  $100^\circ$ . Највећа средња вредност амплитуде STHT одзива од  $1,58$  у вертикалном правцу је забележена при резонантној фреквенцији од  $3,76 \text{ Hz}$  и вредности побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. (слика 4.33). Нижа средња вредност амплитуде STHT одзива од  $1,47$  је била услед побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. при резонантној фреквенцији од  $4,13 \text{ Hz}$ . Највиша резонантна фреквенција од  $4,30 \text{ Hz}$  је била при побуди  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,38$ .

#### Угао нагиба наслона седишта од $100^\circ$ за женске испитанике

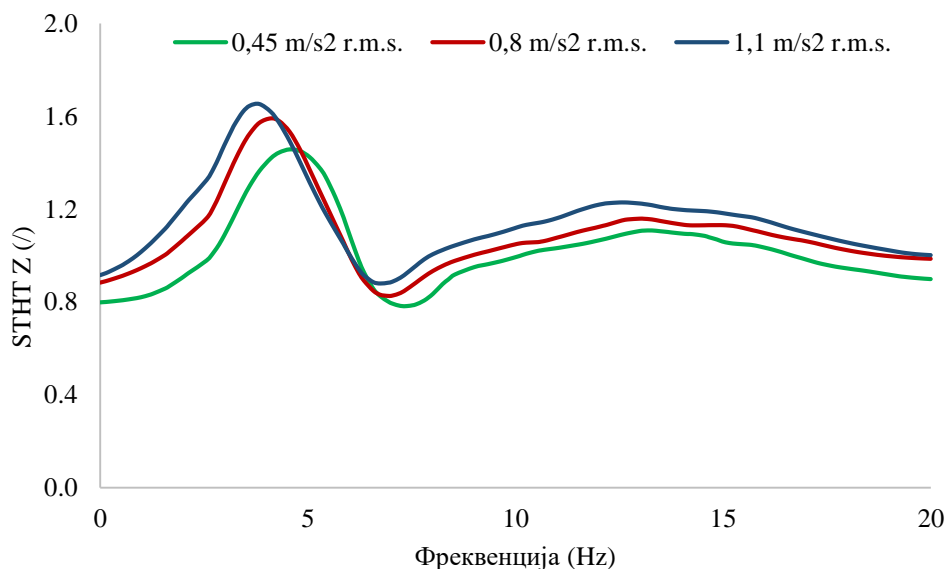
Код женских испитаника највише резонантне фреквенције су веће у односу на мушке испитанике за угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  и побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., када су у питању STHT одзиви у подужном правцу за вертикалну побуду. На слици 4.34 су приказане средње вредности STHT одзива у подужном правцу за женске испитанике.



**Слика 4.34.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 100°)

Са слике 4.34 се може закључити да се највише резонантне фреквенције крећу у фреквентном опсегу 3,59 Hz – 3,99 Hz. Највиша резонантна фреквенција од 3,99 Hz је забележена при дејству побуде од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s., док је резонантна фреквенција од 3,59 Hz била при дејству побуде од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Резонантна фреквенција од 3,83 Hz је забележена при побуди од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s.

На слици 4.35 је дат упоредни приказ средњих вредности STHT одзива у вертикалном правцу при дејству вертикалних вибрација за угао нагиба наслона седишта од 100° и побудама од 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s.

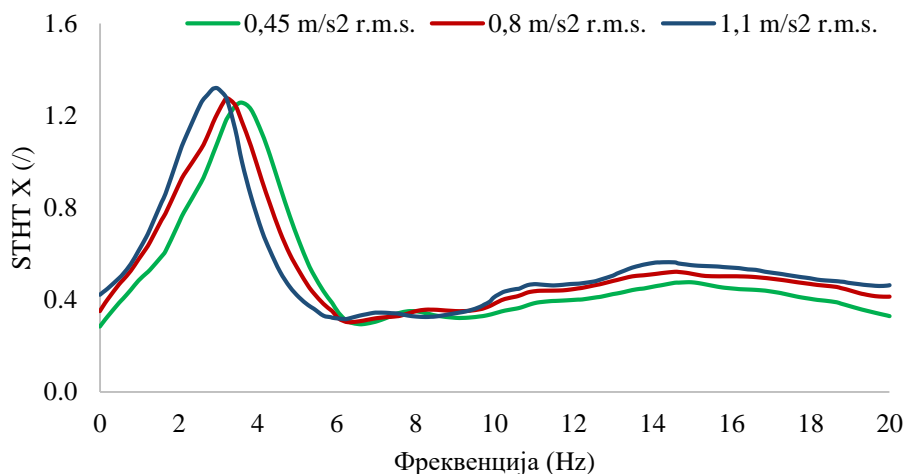


**Слика 4.35.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 100°)

Уочава се највиша резонантна фреквенција од 4,91 Hz код побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s., док се нешто нижа резонантна фреквенција од 4,62 Hz уочава код побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. При побуди од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. уочена је најнижа резонантна фреквенција од 4,43 Hz.

#### Угао нагиба наслона седишта од $110^\circ$ за мушке испитанике

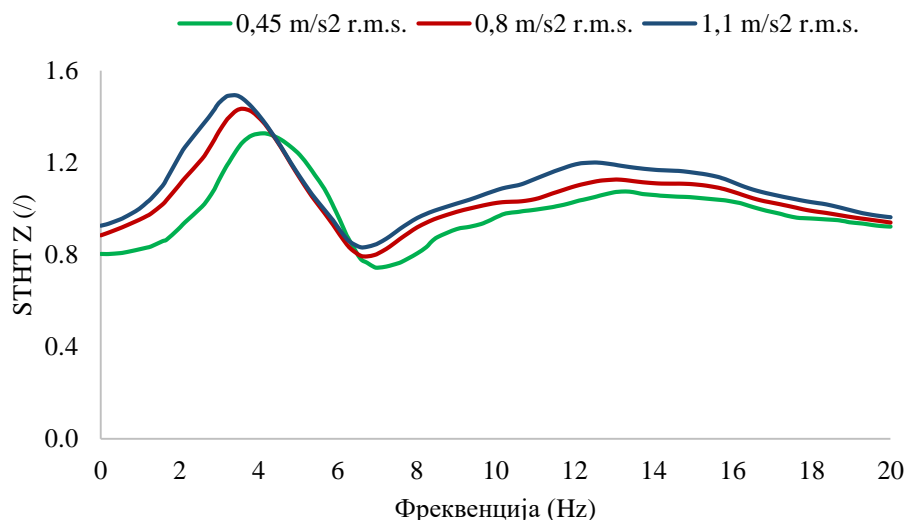
На слици 4.36 су приказане средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу при углу нагиба наслона од  $110^\circ$ , за три различите побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. На основу до сада приказаног, може се закључити да постоје разлике у облику кривих за три различита угла нагиба наслона седишта. Код средњих вредности СТНТ одзива за угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$  не постоји пораст вредности кривих након 10 Hz (слика 4.28). За угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  благи пораст кривих је примећен у фреквентном опсегу 14 Hz - 16 Hz (слика 4.32), док је код угла нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ , тај пораст забележен нешто раније, у фреквентном опсегу 12 Hz - 16 Hz (слика 4.36).



**Слика 4.36.** Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

На слици 4.36 највиша резонантна фреквенција је забележена код побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и она је износила 3,43 Hz при средњој вредности амплитуде СТНТ одзива од 1,24. Ниже резонантне фреквенције су забележене код друге две побуде, и то код побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. највиша резонантна фреквенција је била 3,24 Hz при средњој вредности амплитуде СТНТ од 1,27, док је највиша резонантна фреквенција за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. износила 2,98 Hz при средњој вредности амплитуде СТНТ од 1,32.

На слици 4.37 су приказане средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  и три побуде.

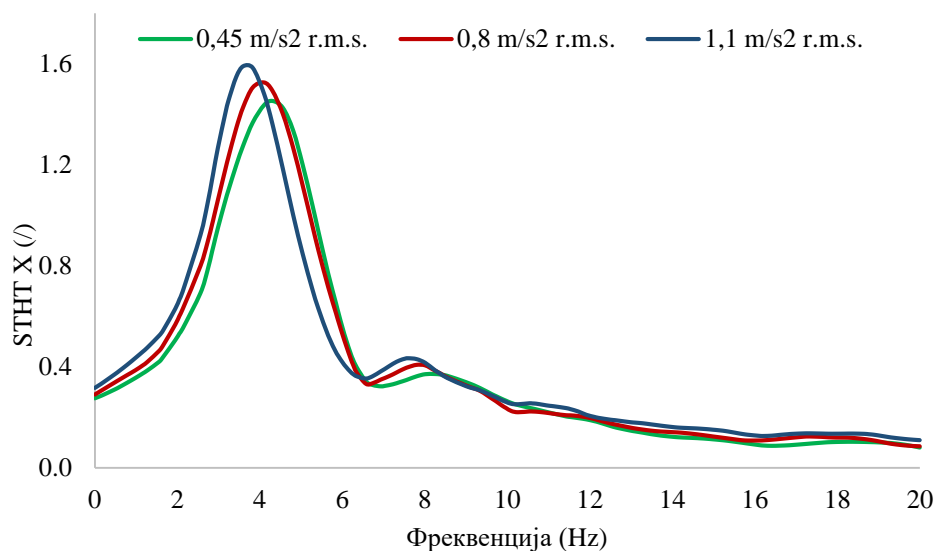


**Слика 4.37.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

Разлике су примећене и код средњих вредности STHT одзива у вертикалном правцу за различите углове седења. Код угла од  $90^\circ$  постоји појава другог максимума у фреквентном опсегу  $8 \text{ Hz} - 10 \text{ Hz}$ , док то није забележено при угловима нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  и  $110^\circ$ . Са слике 4.37 се може уочити да се највиша резонантна фреквенција јавља на  $4,11 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,35$ , а под утицајем побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Утицај побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. изазива највишу резонантну фреквенцију од  $3,59 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,42$ . За побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. забележена је највиша резонантна фреквенција од  $3,31 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT одзива од  $1,53$ . Може се закључити да, како угао нагиба наслона седишта расте, тако долази до појаве смањења величине резонантних фреквенција, а самим тим и до смањења средње вредности амплитуда STHT одзива у вертикалном правцу.

#### Угао нагиба наслона седишта $110^\circ$ за женске испитанике

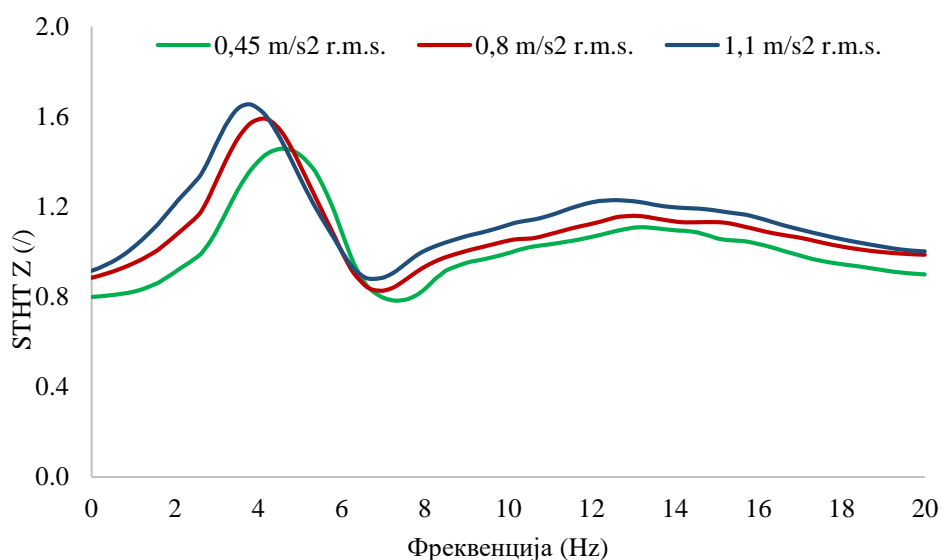
На слици 4.38 су упоредно приказане средње вредности STHT одзива у подужном правцу за вертикалну побуду. Угао нагиба наслона седишта при тој побуди је био  $110^\circ$ , а побуде су биле као и до сада  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s.



**Слика 4.38.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

Резонантне фреквенције STHT одзива у подужном правцу за женске испитанике су биле веће у односу на мушке испитанике када је у питању угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  и све три побуде. Са слике 4.38 се види да је највиша резонантна фреквенција од  $3,85 \text{ Hz}$  забележена при побуди  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Нижа резонантна фреквенција од  $3,57 \text{ Hz}$  је уочена при побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s., док је најнижа од  $3,23 \text{ Hz}$  примећена код побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s.

Као код STHT одзива у подужном правцу, тако и код STHT одговора у вертикалном правцу, највиша резонантна фреквенција је била при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. (слика 4.39).



**Слика 4.39.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вертикалним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

Са слике 4.39 се може закључити да су се највише резонантне фреквенције СТНТ одзива у вертикалном правцу кретале у фреквентном опсегу 3,84 Hz – 4,65 Hz. Највиша резонантна фреквенција од 4,65 Hz је била забележена под утицајем побуде од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. Нижа резонантна фреквенција од 4,22 Hz је примећена под утицајем побуде од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s., док је при побуди од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. забележена најнижа од 3,84 Hz.

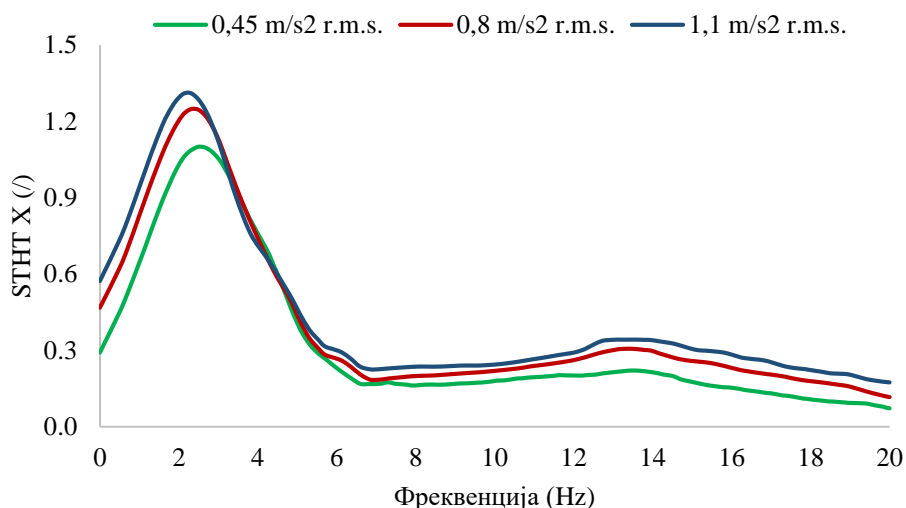
## 4.6 ВИШЕОСНЕ ВИБРАЦИЈЕ

Биодинамички одговори путника у седећем положају изложених вибрацијама целог тела широко су истраживани у смислу АМ или СТНТ одзива у широким фреквентним опсезима вибрација (Fairley & Griffin, 1990; Mandapuram et al., 2005; Paddan & Griffin, 1988a; Paddan & Griffin, 1988b; Marsili et al., 2002; Fairley & Griffin, 1989; Wang et al., 2004). Већина ових студија фокусирана је на анализе одговора тела у седећем положају које је изложено вертикалним вибрацијама ( $z$ ), а релативно мали број њих је испитивао реакције на вибрације у подужном правцу ( $x$ ) или бочне ( $y$ ) вибрације (Fairley & Griffin, 1990; Mandapuram et al., 2005; Paddan & Griffin, 1988b). Развојем уређаја који могу да обезбеде вишеосне вибрације, почело је истраживање биодинамичких одговора тела човека истовремено изложеног деловању вибрација у две или више оса (Nawayseh & Griffin, 2003; Nawayseh & Griffin, 2004; Mansfield & Maeda, 2007).

### 4.6.1 Резултати мерења за мушке и женске испитанике

#### Угао нагиба наслона седишта од 90° за мушке испитанике

На слици 4.40 су приказане средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од 90°, за три побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. под утицајем истовремено подужних и вертикалних вибрација (вишеосних вибрација).

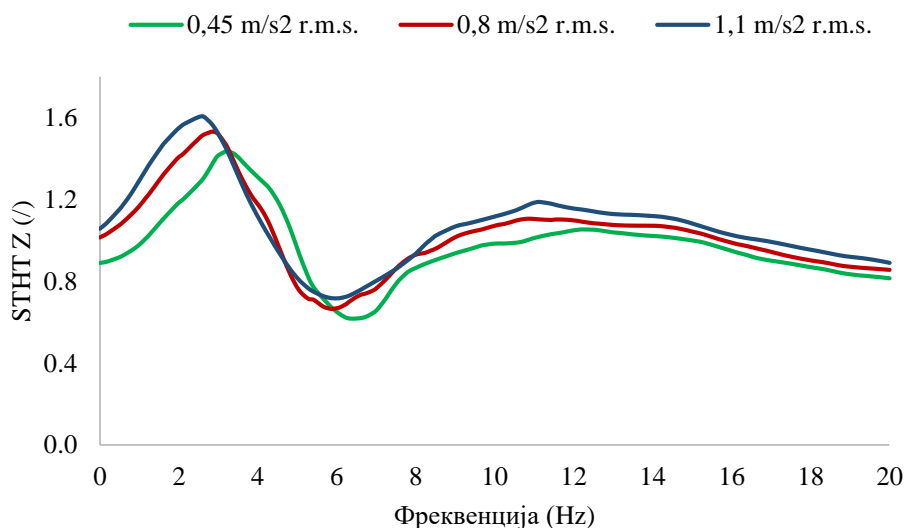


**Слика 4.40.** Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 90°)

Резонантне фреквенције су више у односу на утицај појединачних вертикалних и подужних вибрација. Код вишеосних вибрација, највиша резонантна фреквенција од 2,66 Hz у подужном правцу је била под утицајем побуде од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. при средњој вредности амплитуде СТНТ одзива од 1,96. Следећа резонантна фреквенција је била 2,51

Hz при средњој вредности амплитуде STHT од 2,12, а под утицајем побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Побуда од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. је изазвала највишу резонантну фреквенцију од 2,35 Hz при средњој вредности амплитуде STHT од 2,26. Добијени резултати показују нелинеарност система седиште-возач и у случају вишеосних побуда. Свако повећање амплитуде вибрација доводи до повећања амплитуде STHT одзива и до опадања вредности резонантне фреквенције. Може се закључити, да, у зависности од експерименталних услова, систем седиште-возач има способност пригушивања/појачавања побуда.

На слици 4.41 су приказане средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за три различите вишеосне побуде.



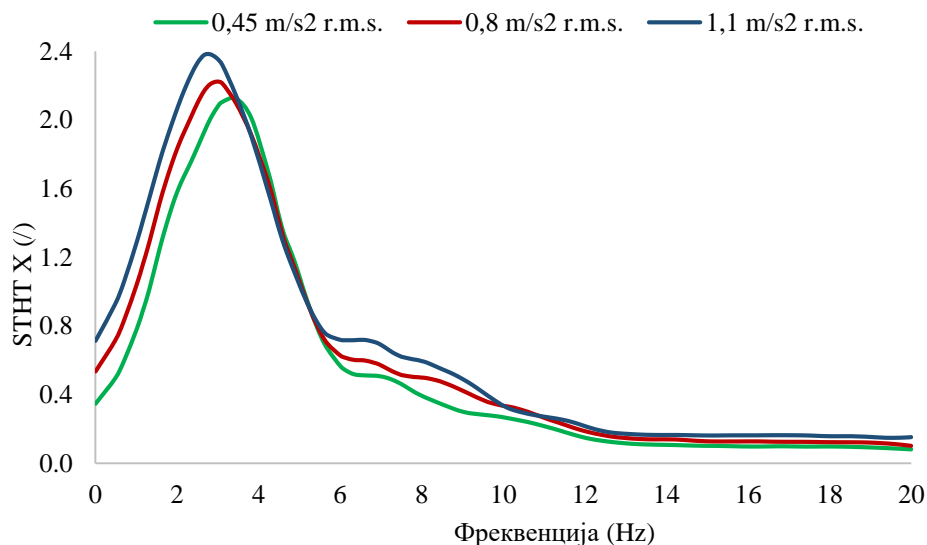
**Слика 4.41.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

Код вишеосних вибрација, у вертикалном правцу забележена је појава другог максимума у фреквентном опсегу 8 Hz - 10 Hz. Под утицајем побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. забележена је највиша резонантна фреквенција од 3,60 Hz при средњој вредности амплитуде STHT од 1,57. Нешто нижу резонантну фреквенцију изазвала је побуда од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и она је износила 3,24 Hz, при средњој вредности амплитуде STHT од 1,72. Најнижа резонантна фреквенција од 2,98 Hz је забележена под утицајем побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., а при средњој вредности амплитуде STHT од 1,74.

#### Угао нагиба наслона седишта од $90^\circ$ за женске испитанике

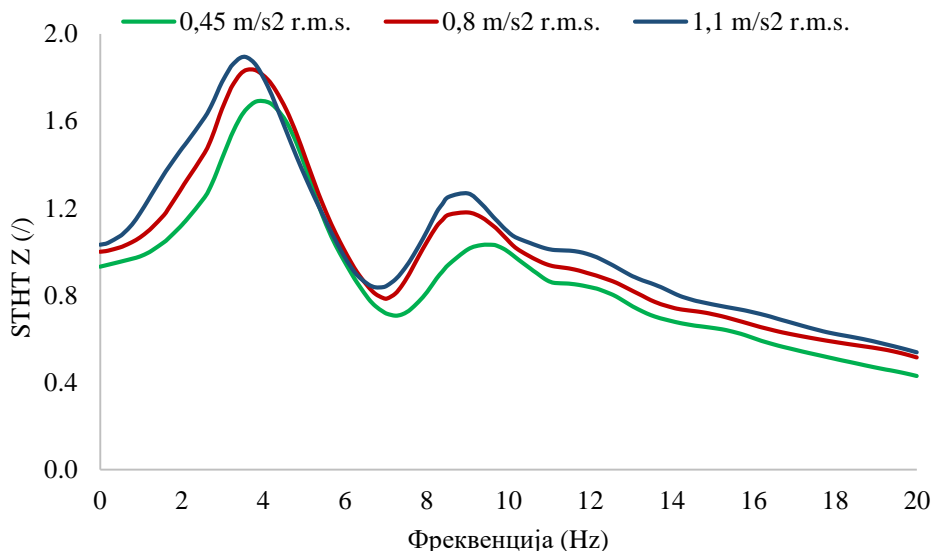
Код вишеосних вибрација, резонантне фреквенције код женских испитаника у подужном правцу су веће у односу на мушке испитанике за исти угао нагиба наслона седишта, при истим вредностима побудама. На слици 4.42 дат је приказ средњих вредности амплитуда STHT одзива у подужном правцу под дејством вишеосних вибрација за женске испитанике.





**Слика 4.42.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

Резонантне фреквенције су се кретале у опсегу  $2,90 \text{ Hz}$  -  $3,47 \text{ Hz}$ , при чему је највиша резонантна фреквенција од  $3,47 \text{ Hz}$  забележена при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Нижа резонантна вредност фреквенције од  $3,11 \text{ Hz}$  је забележена при побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s., док је најнижа резонантна фреквенција од  $2,90 \text{ Hz}$  забележена при највећој вредности побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Код функција фреквентног одзива STHT у вертикалном правцу код женских испитаника долази до појаве другог максимума у фреквентном опсегу  $8 \text{ Hz}$  -  $10 \text{ Hz}$  (слика 4.43), као и код мушких испитаника за исти угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$  и побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s.



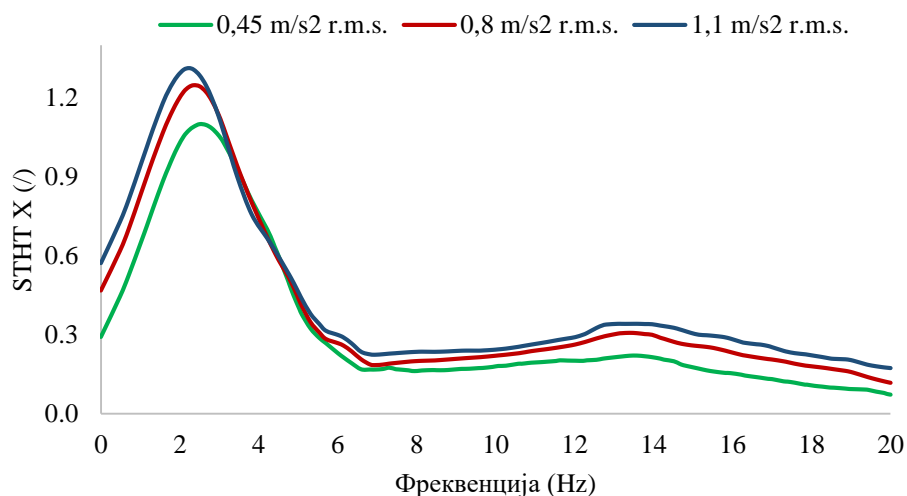
**Слика 4.43.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ )

Појава резонантних фреквенција код STHT одзива у вертикалном правцу за женске испитанике се јавља на вишим фреквенцијама у односу на STHT одзиве у подужном

правцу за исти угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$  и три побуде. Највиша резонантна фреквенција од 4,11 Hz је забележена при вредности побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , нижа резонантна фреквенција од 3,63 Hz забележена је при побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и најнижа од 3,56 Hz је примећена код побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$

#### Угао нагиба наслона седишта од $100^\circ$ за мушке испитанике

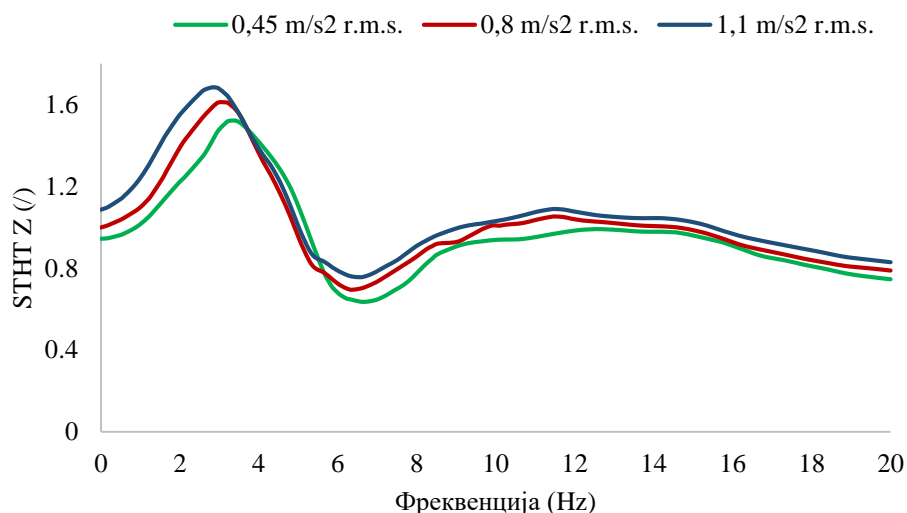
За угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ , резонантне фреквенције су биле нешто ниже у односу на вредности код угла нагиба од  $90^\circ$ . На слици 4.44 су приказане средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу под утицајем вишеосних вибрација. Приказане криве су за три различите побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и за угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ .



**Слика 4.44.** Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

Највиша резонантна фреквенција је уочена на 2,61 Hz под утицајем побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , а при средњој вредности амплитуде СТНТ одзива од 1,75. Друга, нижа резонантна фреквенција од 2,48 Hz је добијена под утицајем побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и при средњој вредности амплитуде СТНТ од 1,99. Најнижа резонантна фреквенција је забележена на 2,23 Hz при побуди од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , а при средњој вредности амплитуде СТНТ одзива од 2,10.

Када су у питању средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу, њихове вредности су ниже у односу на вредности које су забележене у подужном правцу. Слика 4.45 показује средње вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за три различите побуде.

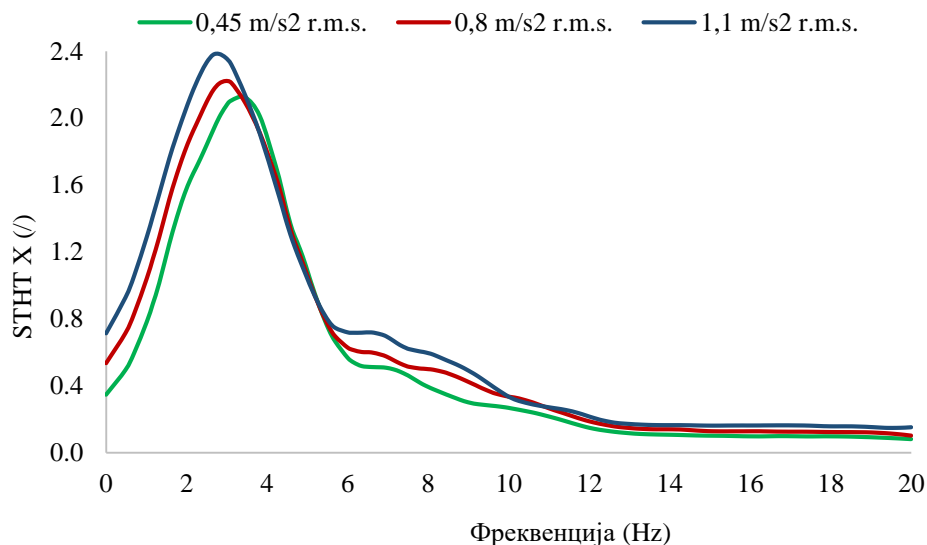


**Слика 4.45.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., угао нагиба наслона седишта 100°)

Највиша резонантна фреквенција код вишеосних вибрација у вертикалном правцу је износила 3,43 Hz под утицајем побуде од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. При резонантној фреквенцији од 3,43 Hz, средња вредност амплитуде STHT је била 1,52. Како побуда расте, долази до смањења резонантне фреквенције, али и до пораста средње вредности амплитуде STHT одзива. Тако, под утицајем побуде од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s., забележена је резонантна фреквенција од 3,17 Hz при средњој вредности амплитуде STHT од 1,61. Резонантна фреквенција од 2,89 Hz, а уједно и најнижа код вишеосних вибрација у вертикалном правцу, била је под утицајем побуде од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s., а при средњој вредности амплитуде STHT одзива од 1,68.

#### Угао нагиба наслона седишта 100° за женске испитанике

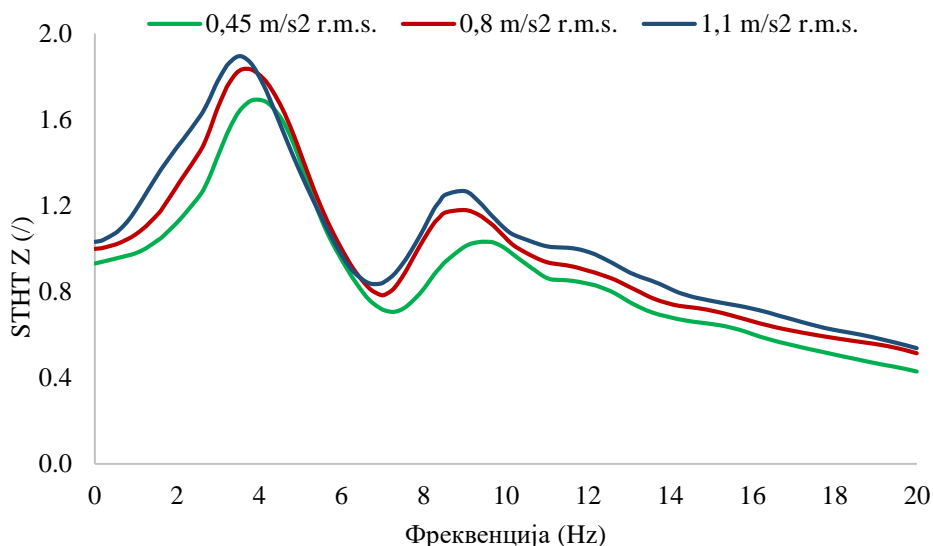
На слици 4.46 су приказане средње вредности STHT одзива у подужном правцу за женске испитанике под утицајем три побуде и угла нагиба наслона седишта од 100°. Резонантне фреквенције су имале опсег 2,63 Hz - 3,09 Hz. Може се уочити да како расте угао нагиба наслона седишта, тако долази до раније појаве резонантне фреквенције.



**Слика 4.46.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

Под утицајем побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. измерена је најнижа резонантна фреквенција од  $2,63 \text{ Hz}$ . Како вредност побуде опада, тако долази до повећања резонантне фреквенције, што се може приметити код побуде  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s., при којој је измерена резонантна фреквенција од  $2,66 \text{ Hz}$ . Највиша резонантна фреквенција од  $3,09 \text{ Hz}$  измерена је при најнижој вредности побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Такав однос вредности се бележи и код мушких и код женских испитаника за све углове седења и све побуде.

На слици 4.47 су приказане средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за десет женских испитаника који су изложени вишеосним вибрацијама за угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$  и три побуде:  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s.



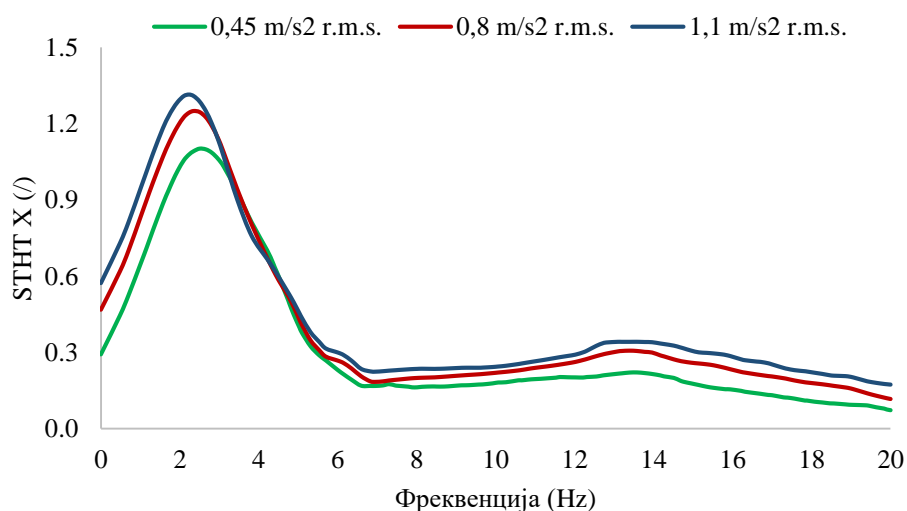
**Слика 4.47.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $100^\circ$ )

Фреквентни опсег резонантних фреквенција се креће у границама од 3,44 Hz до 3,79 Hz. Како расту вредности побуда, тако се смањују резонантне фреквенције, што се може уочити јер при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. резонантна фреквенција је била 3,79 Hz. Затим, при побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. измерена је резонантна фреквенција од 3,59 Hz, док је при највишој вредности побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. измерена најнижа резонантна фреквенција од 3,44 Hz.

#### Угао нагиба наслона седишта $110^\circ$ за мушке испитанике

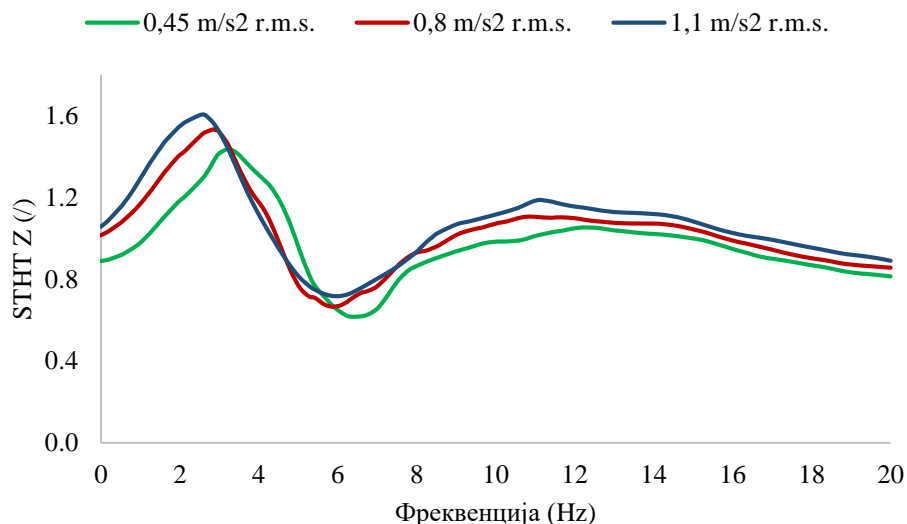
Код вишеосних побуда за угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  забележене су најниже резонантне фреквенције СТНТ одзива у подужном правцу у односу на остала два угла седења од  $90^\circ$  и  $100^\circ$ . У фреквентном опсегу 12 Hz - 14 Hz долази до појаве благог максимума, у секундарној резонанци, који је највише изражен код угла седења од  $110^\circ$ . Нешто мања израженост тог максимума се примећује код угла седења од  $100^\circ$ , док се код угла седења од  $90^\circ$  тај максимум не појављује.

Слика 4.48 приказује средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  за три различите побуде.



**Слика 4.48.** Средње вредности СТНТ одзива у подужном правцу за 20 мушких испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

Највећа средња вредност амплитуде СТНТ одзива у подужном правцу је била 1,27 на фреквенцији од 2,10 Hz, при побуди од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. На резонантној фреквенцији од 2,34 Hz и побуди од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. забележена је нешто нижа средња вредност амплитуде СТНТ одзива од 1,17. Најмања средња вредност амплитуде СТНТ одзива у подужном правцу од 1,03 је била на резонантној фреквенцији од 2,30 Hz при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. На слици 4.49 дат је упоредни приказ средњих вредности СТНТ одзива у вертикалном правцу за три побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. за угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ .

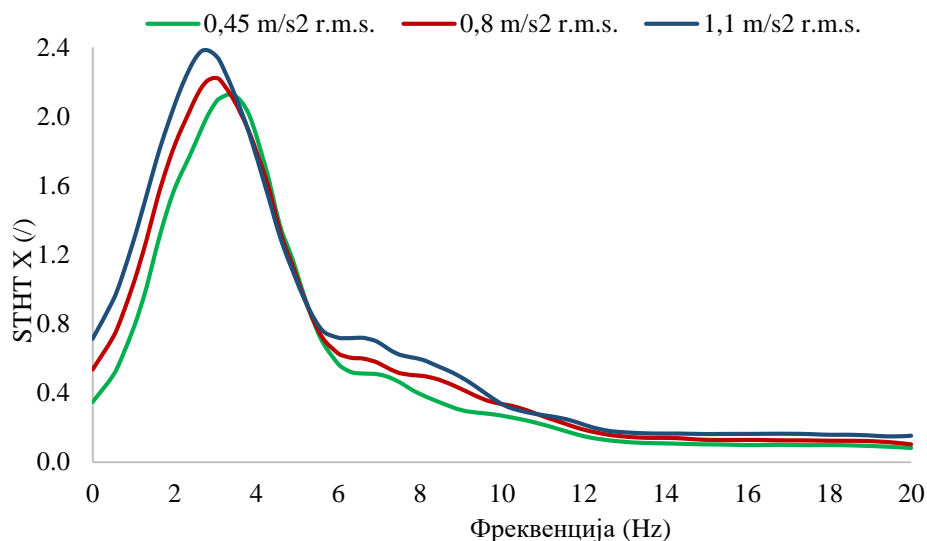


**Слика 4.49.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

На основу приказаних резултата за вишеосне вибрације и STHT одзиве у вертикалном правцу, може се закључити да, како расте угао нагиба наслона седишта, долази до смањења вредности резонантне фреквенције када су у питању све три побуде. Исто ово важи и за средње вредности амплитуда STHT. Највише средње вредности амплитуде STHT у вертикалном правцу за вишеосне побудне вибрације су биле код угла седења од  $90^\circ$ , а најниже вредности су забележене код угла седења од  $110^\circ$ . Са слике 4.49 се може видети да је највиша резонантна фреквенција за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  у вертикалном правцу била  $3,24 \text{ Hz}$  при средњој вредности амплитуде STHT од  $1,44$ . Код побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. највиша резонантна фреквенција је износила  $2,85 \text{ Hz}$ , док је средња вредност амплитуде STHT одзива била  $1,53$ . Најнижа резонантна фреквенција од  $2,56 \text{ Hz}$ , а највиша средња вредност амплитуде STHT од  $1,61$  су забележене при побуди од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s.

#### Угао нагиба наслона седишта од $110^\circ$ за женске испитанике

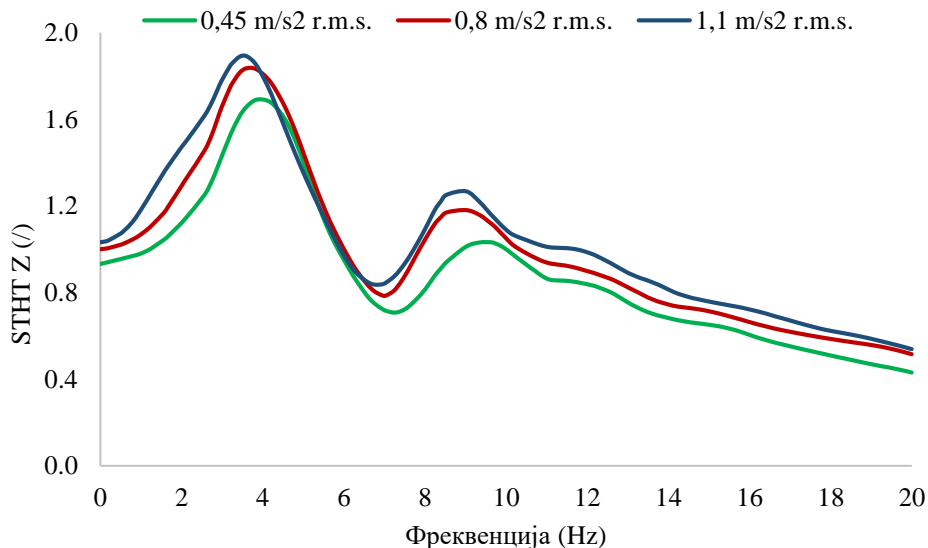
Код вишеосних вибрација, резонантне фреквенције су биле нешто ниже у односу на подужне и вертикалне вибрације побуде. На слици 4.50 су приказане средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вишеосним вибрацијама, за угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  и три побуде.



**Слика 4.50.** Средње вредности STHT одзива у подужном правцу за 10 женских испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

Резонантне фреквенције за вишеосне вибрације у подужном правцу кретале су се у опсегу  $2,58 \text{ Hz}$  -  $2,81 \text{ Hz}$  (слика 4.50). Резонантна фреквенција од  $2,58 \text{ Hz}$  је примећена при највишој вредности побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Нешто виша резонантна фреквенција од  $2,66 \text{ Hz}$  примећена је код побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s., а највиша резонантна фреквенција од  $2,81 \text{ Hz}$  забележена је под утицајем побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s.

Резонантне фреквенције STHT одзива у вертикалном правцу (слика 4.51) су нешто више у односу на резонантне фреквенције STHT одзива у подужном правцу за исти угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  и исте побуде (слика 4.50).



**Слика 4.51.** Средње вредности STHT одзива у вертикалном правцу за 10 женских испитаника изложених вишеосним вибрацијама (побуде  $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ )

Са слике 4.51 се може закључити да је највиша резонантна фреквенција од  $3,67 \text{ Hz}$  уочена при побуди од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. Нижа резонантна фреквенција од  $3,26 \text{ Hz}$  је

забележена код побуде од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s., док је најнижа резонантна фреквенција од  $2,98 \text{ Hz}$  забележена при највишој вредности побуде од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s.

## 4.7 СТАТИСТИЧКА АНАЛИЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ПОДАТАКА

Статистичка анализа експерименталних података добијених СТНТ одзива подразумевала је одређивање средњих вредности СТНТ одзива у подужном правцу и вертикалном правцу, њихове стандардне девијације, као и коефицијента детерминације  $R^2$ . У докторској дисертацији је посебно анализиран мушки, а посебно женски пол, из разлога различитих антропометријских карактеристика оба пола. Табеле 4.3 и 4.4 приказују средње вредности резонантних фреквенција уочених из измерених вертикалних и подужних СТНТ одзива постигнутих у различитим комбинацијама експерименталних услова, заједно са стандардним девијацијама средњих вредности. Средње вредности резонантних фреквенција опадају са повећањем амплитуде побуде, што сугерише нелинеарни одговор и ефекат омекшавања (енг. *softening effect*), о чему се говори у радовима (Pranesh et al., 2010; Wang et al., 2006; Hinz & Seidel, 1987).

**Табела 4.3.** Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција мушких испитаника СТНТ одзива у подужном правцу за различите углове нагиба наслона седишта

Врста побуде		Угао нагиба наслона седишта								
		90°			100°			110°		
		Амплитуде побуда убрзања								
		0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.
Вертикална	Mean*	4,069	3,837	3,475	3,858	3,617	3,298	3,633	3,351	2,959
	SD	0,470	0,468	0,400	0,461	0,436	0,381	0,419	0,410	0,381
Подужна	Mean	4,511	4,220	3,999	4,216	4,005	3,775	3,981	3,755	3,575
	SD	0,355	0,347	0,350	0,387	0,380	0,327	0,350	0,367	0,311
Вишеосна	Mean	2,810	2,570	2,484	2,643	2,417	2,317	2,290	2,266	2,144
	SD	0,679	0,567	0,552	0,612	0,532	0,561	0,564	0,519	0,506

\* Mean - средња вредност, SD - стандардна девијација

**Табела 4.4.** Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција мушких испитаника СТНТ одзива у вертикалном правцу за различите углове нагиба наслона седишта

Врста побуде		Угао нагиба наслона седишта								
		90°			100°			110°		
		Амплитуде побуда убрзања								
		0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.
Вертикална	Mean*	4,611	4,244	3,980	4,403	4,073	3,801	4,215	3,675	3,447
	SD	0,550	0,515	0,514	0,563	0,528	0,549	0,599	0,541	0,558
Подужна	Mean	5,243	5,056	4,837	5,075	4,838	4,678	4,649	4,629	4,471
	SD	0,380	0,352	0,346	0,371	0,409	0,419	0,429	0,436	0,368
Вишеосна	Mean	3,444	3,268	3,146	3,309	3,062	2,974	3,059	2,938	2,828
	SD	0,281	0,274	0,253	0,250	0,242	0,247	0,235	0,238	0,226

\* Mean - средња вредност, SD - стандардна девијација



Претходне две табеле (табеле 4.3 и 4.4) мушких испитаника показују да стандардна девијација резонантних фреквенција има тенденцију повећања како се амплитуда побуде смањује, а такође се смањује како се смањује угао нагиба наслона седишта. За све врсте побуда, једноосне и вишеосне, такође се уочава да средње вредности СТНТ резонантних фреквенција генерално имају тенденцију да буду знатно веће при нижим вредностима побуде, на пример  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ , за разлику од побуде  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  Уочени трендови у подацима о резонантним фреквенцијама сугеришу да на ефекат „омекшавања“ тела у седећем положају утичу услови седења, односно угао нагиба наслона седишта. Такође, примећује се да је ова тенденција „омекшавања“ већа за већи угао нагиба наслона седишта. Ако се посматра вертикална побуда, разлика у средњој резонантној фреквенцији постигнутој при најнижој и највећој амплитуди побуде је  $0,674 \text{ Hz}$ , за вертикални СТНТ одзив и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ , и  $0,768 \text{ Hz}$  за СТНТ одзив у подужном правцу. За најмањи угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$  претходно поменута разлика износи  $0,594 \text{ Hz}$  за вертикални СТНТ одзив и  $0,631 \text{ Hz}$  за СТНТ одзив у подужном правцу. У случају подужне побуде, разлика у средњој резонантној фреквенцији има супротан тренд - веће вредности се постижу за најмањи угао нагиба наслона седишта. Такође, важно је истаћи да се исти, претходно изложени трендови, јављају и када се посматра средња вредност и стандардна девијација амплитуда СТНТ одзива у оба правца посматрања, вертикалном и подужном правцу.

Табеле 4.5 и 4.6 женских испитаника такође показују да стандардна девијација резонантне фреквенције има тенденцију повећања како се амплитуда побуде смањује, а такође се смањује како опада угао нагиба наслона седишта. Такође се уочава да средње вредности резонантних фреквенција СТНТ одзива, за све врсте побуда, генерално имају тенденцију да буду знатно веће при нижим вредностима побуде.

**Табела 4.5.** Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција женских испитаника СТНТ одзива у подужном правцу за различите углове нагиба наслона седишта

Врста побуде		Угао нагиба наслона седишта								
		90°			100°			110°		
		Амплитуде побуда убрзања								
		0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.
Вертикална	Mean*	4,318	4,086	3,740	4,054	3,945	3,571	3,834	3,561	3,162
	SD	0,317	0,171	0,157	0,197	0,228	0,236	0,101	0,249	0,230
Подужна	Mean	4,722	4,492	4,319	4,433	4,189	4,075	4,078	3,893	3,766
	SD	0,290	0,212	0,199	0,311	0,249	0,240	0,208	0,196	0,196
Вишеосна	Mean	3,388	3,042	2,951	3,078	2,891	2,736	2,792	2,744	2,694
	SD	0,373	0,291	0,335	0,339	0,281	0,245	0,248	0,273	0,233

\* Mean - средња вредност, SD - стандардна девијација

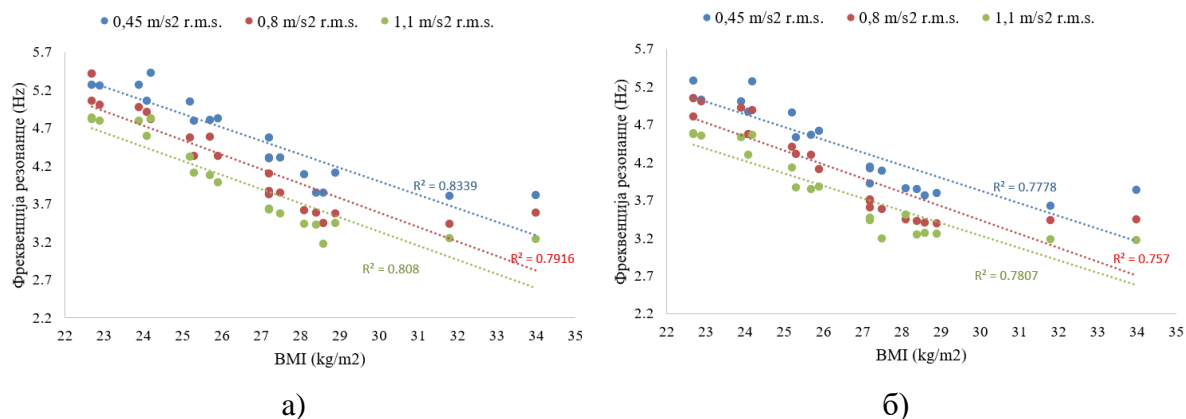
**Табела 4.6.** Средња вредност и стандардна девијација резонантних фреквенција женских испитаника СТНТ одзива у вертикалном правцу за различите углове нагиба наслона седишта

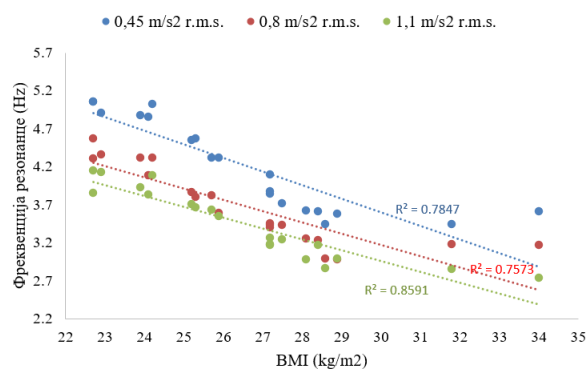
Врста побуде		Угао нагиба наслона седишта								
		90°			100°			110°		
		Амплитуда побуде убрзања								
		0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.
Вертикална	Mean*	5,086	4,786	4,451	4,939	4,517	4,311	4,692	4,152	3,835
	SD	0,289	0,359	0,434	0,305	0,471	0,381	0,394	0,274	0,339
Подужна	Mean	5,523	5,180	5,175	5,328	5,073	4,887	4,805	4,717	4,719
	SD	0,190	0,235	0,224	0,332	0,416	0,360	0,314	0,424	0,304
Вишеосна	Mean	4,054	3,827	3,548	3,754	3,515	3,405	3,687	3,301	3,063
	SD	0,333	0,381	0,297	0,198	0,296	0,264	0,324	0,284	0,258

\* Mean - средња вредност, SD - стандардна девијација

#### 4.7.1 Статистичка анализа побуде у вертикалном правцу (мушки испитаници)

На слици 4.52, приказана је зависност BMI и резонантних фреквенција за 20 мушких испитаника за три посматрана угла седења од 90°, 100° и 110° изложених вертикалној побуди, за средњу вредност СТНТ одзива у подужном правцу. Уочава се да са порастом BMI долази до опадања вредности резонантних фреквенција. Најниже забележена вредност коефицијента детерминације  $R^2$  износи 0,757 за побуду од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао седења од 100°, док је највећа  $R^2$  вредност износила 0,859 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао седења од 110°. Резонантне фреквенције СТНТ одзива свих испитаника приказане на у оси плавим, зеленим и црвеним круговима посматрају се у функцији BMI, висине, висине тела у седећем положају и година старости (слике од 4.52 до 4.55).



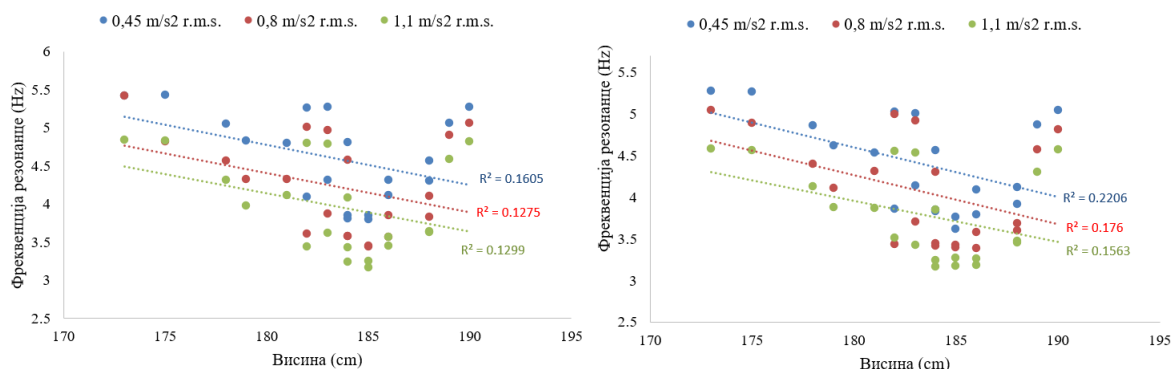


в)

**Слика 4.52.** Утицај ВМИ на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а)  $90^\circ$ , б)  $100^\circ$ , в)  $110^\circ$ , за случај СТНТ одзива у подужном правцу

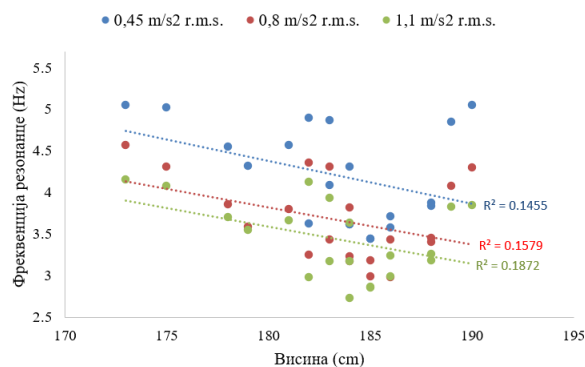
Утицај тежине испитаника на вредност резонантне фреквенције има блиске вредности оним које су анализирани код утицаја ВМИ, па из тог разлога нису приказани. Најнижа забележена вредност коефицијента детерминације  $R^2$  износила је 0,766 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $110^\circ$ , док је највећа  $R^2$  вредност износила 0,876 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $110^\circ$ . Уочава се висока корелација тежине испитаника и резонантне фреквенције мушких испитаника, што се и очекивало (Crocker, 2007).

Зависност резонантне фреквенције од висине 20 мушких испитаника такође изложених вертикалној побуди, приказана је на слици 4.53. На основу ниске вредности коефицијента детерминације  $R^2$  долази се до закључка да висина анализираних испитаника има слабу корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,127 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $90^\circ$ , до 0,223 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $100^\circ$ .



а)

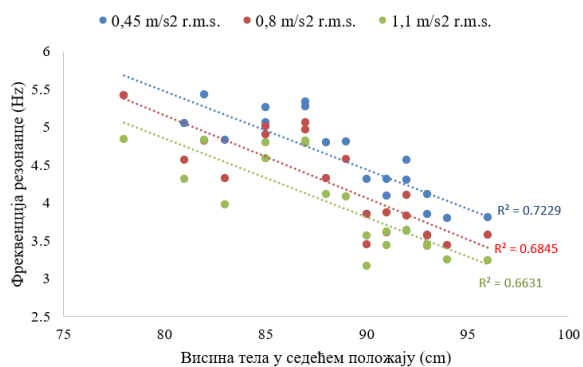
б)



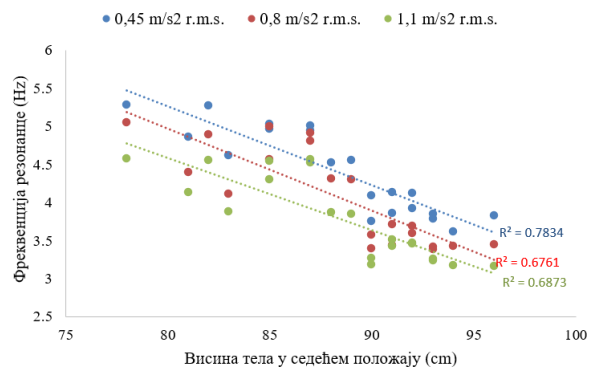
в)

**Слика 4.53.** Утицај висине испитаника на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а)  $90^\circ$ , б)  $100^\circ$ , в)  $110^\circ$ , за случај STHT одзива у подужном правцу

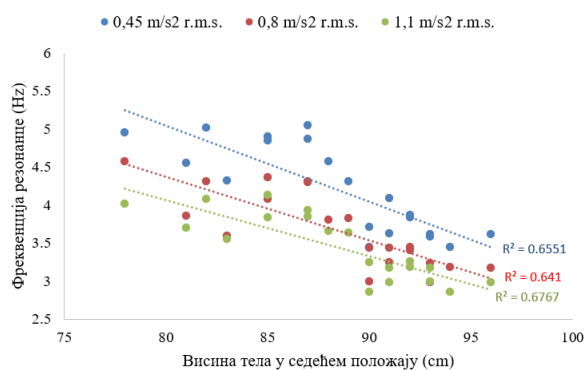
Зависност резонантне фреквенције 20 мушких испитаника од висине тела у седећем положају, мерене од седишта до највише тачке на глави, изложених вертикалној побуди, приказана је на слици 4.54. Релативно висока вредност коефицијента детерминације  $R^2$  говори да висина тела у седећем положају анализираних испитаника има добру корелацију са резонантном фреквенцијом. Разлог томе су променљивости унутар самих испитаника. Висина испитаника не мора бити директно пропорционална висини седећег дела тела човека. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,641 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао седења од  $110^\circ$  до 0,783 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао седења од  $100^\circ$ . Посматрајући сва три угла седења, вредност  $R^2$  има најниже вредности за угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ , па се може закључити да свако даље повећање угла седења води до све мање корелације поменутих величина.



а)



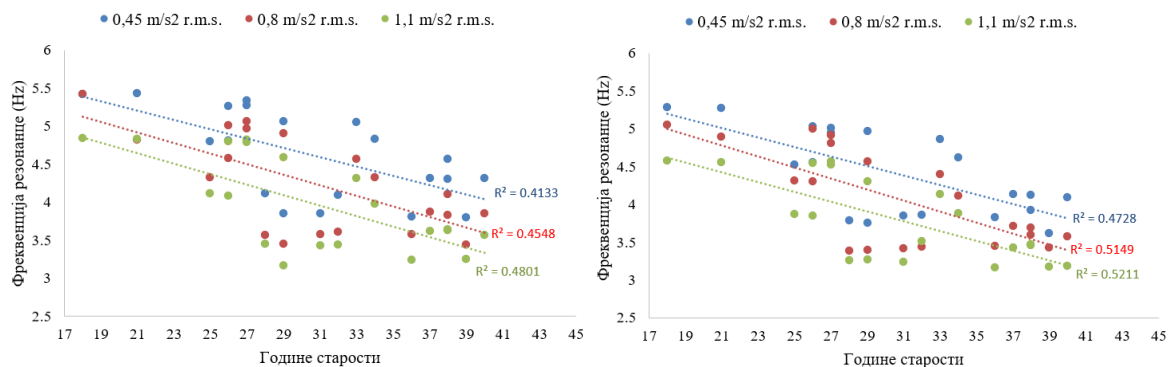
б)



в)

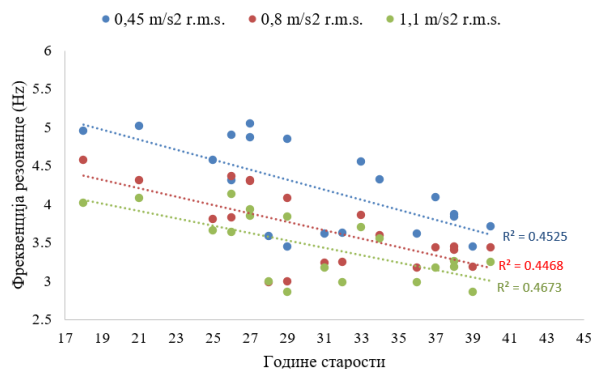
**Слика 4.54.** Утицај висине тела у седећем положају на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Следећи предмет статистичке анализе била је зависност резонантне фреквенције од година старости 20 мушких испитаника, изложених вертикалној побуди (слика 4.55). Средња вредност коефицијента детерминације  $R^2$  говори да године старости анализираних испитаника немају чврсту корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,413 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао седења од 90°, до 0,521 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао седења од 100°. Ако се посматрају сва три угла седења, вредност коефицијента детерминације  $R^2$  има сличне вредности без већих одступања.



а)

б)



в)

**Слика 4.55.** Утицај година старости на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вертикалној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Када се посматра СТНТ одзив у вертикалном правцу и при вертикалној побуди, што се тиче утицаја ВМІ, висине испитаника, висине тела у седећем положају, тежине, као и година старости на резонантне фреквенције, резултати су са малим разликама у односу на претходно изложене. Такође, са порастом ВМІ долази до пада вредности фреквенције првог максимума. Најниже забележена вредност коефицијента детерминације  $R^2$  износила је 0,722 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $100^\circ$ , док је највећа  $R^2$  вредност износила 0,837 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $110^\circ$ .

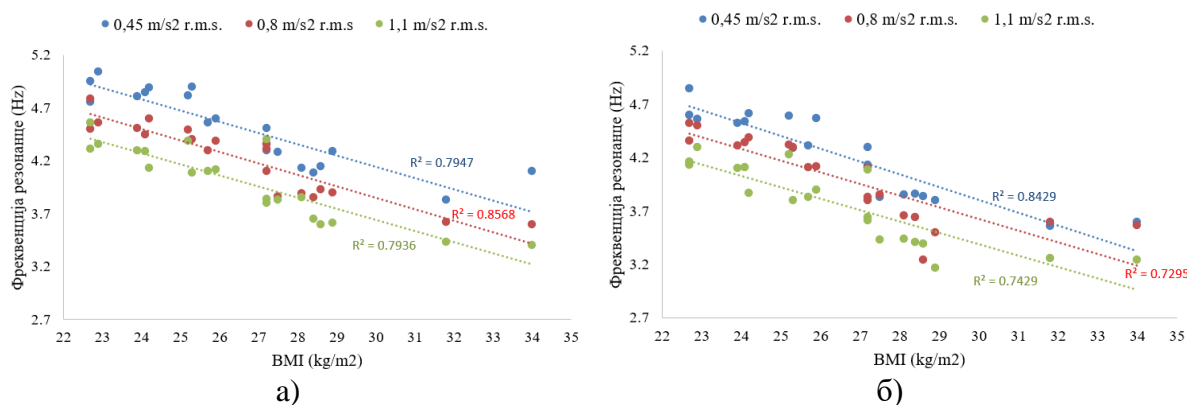
Анализирајући тежину испитаника, као и у случају функције фреквентног одзива у подужном правцу, уочена је висока корелација тежине испитаника и резонантне фреквенције. Најнижа забележена вредност коефицијента детерминације  $R^2$  износила је 0,778 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $100^\circ$ , док је највећа  $R^2$  вредност износила 0,884 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $110^\circ$ .

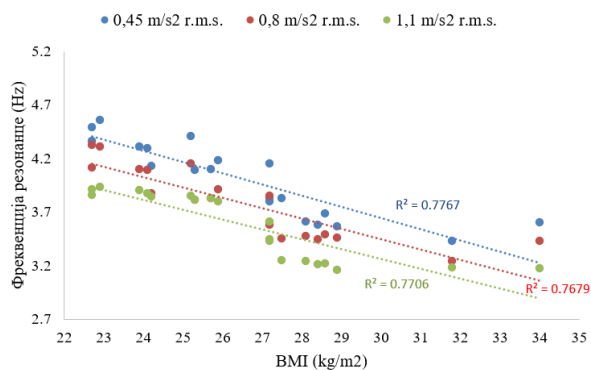
Следећа посматрана величина била је висина испитаника. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,151 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $90^\circ$ , до 0,204 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $110^\circ$ . Проучавајући висину тела у седећем положају, уочена је још једна релативно висока корелација са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,698 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $110^\circ$ , до 0,792 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $90^\circ$ .

На крају, извршена је анализа утицаја година старости испитаника на резонантне фреквенције. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,323 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $90^\circ$ , до 0,456 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $100^\circ$ . Закључено је да вредност коефицијента детерминације  $R^2$  показује да године старости анализираних испитаника немају чврсту корелацију са резонантном фреквенцијом, што је добијено и анализом СТНТ одзива у подужном правцу.

#### 4.7.2 Статистичка анализа побуде у подужном правцу (мушки испитаници)

Слика 4.56 приказује зависност резонантне фреквенције од ВМІ за 20 мушких испитаника (три угла седења  $90^\circ$ ,  $100^\circ$  и  $110^\circ$ ) изложених побуди у подужном правцу за случај СТНТ одзива у подужном правцу. Као и код вертикалне побуде, може се уочити да са порастом ВМІ долази до опадања вредности резонантне фреквенције. Најниже забележена вредност  $R^2$  износи 0,729 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ , док је највећа  $R^2$  вредност износила 0,856 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .

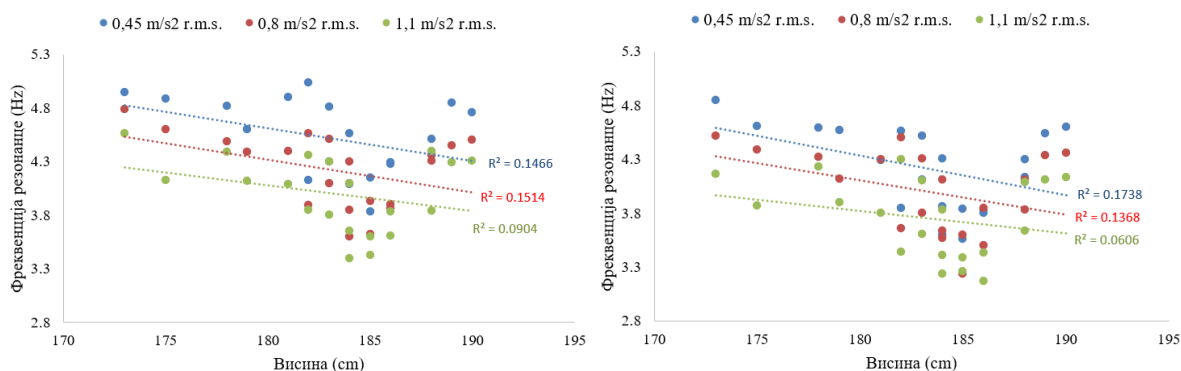




в)

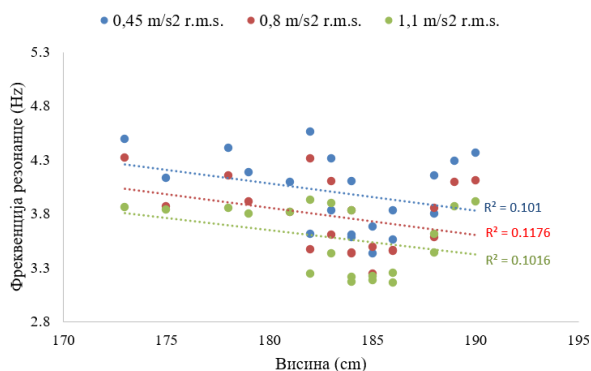
Слика 4.56. Утицај ВМИ на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

На слици 4.57 приказана је зависност резонантне фреквенције од висине испитаника изложених побуди у подужном правцу. На основу ниске вредности коефицијента детерминације  $R^2$  долази се до закључка да висина анализираних испитаника има веома слабу корелацију са резонантном фреквенцијом.  $R^2$  вредности су се кретале од најниже 0,060 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°, до 0,173 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°.



а)

б)

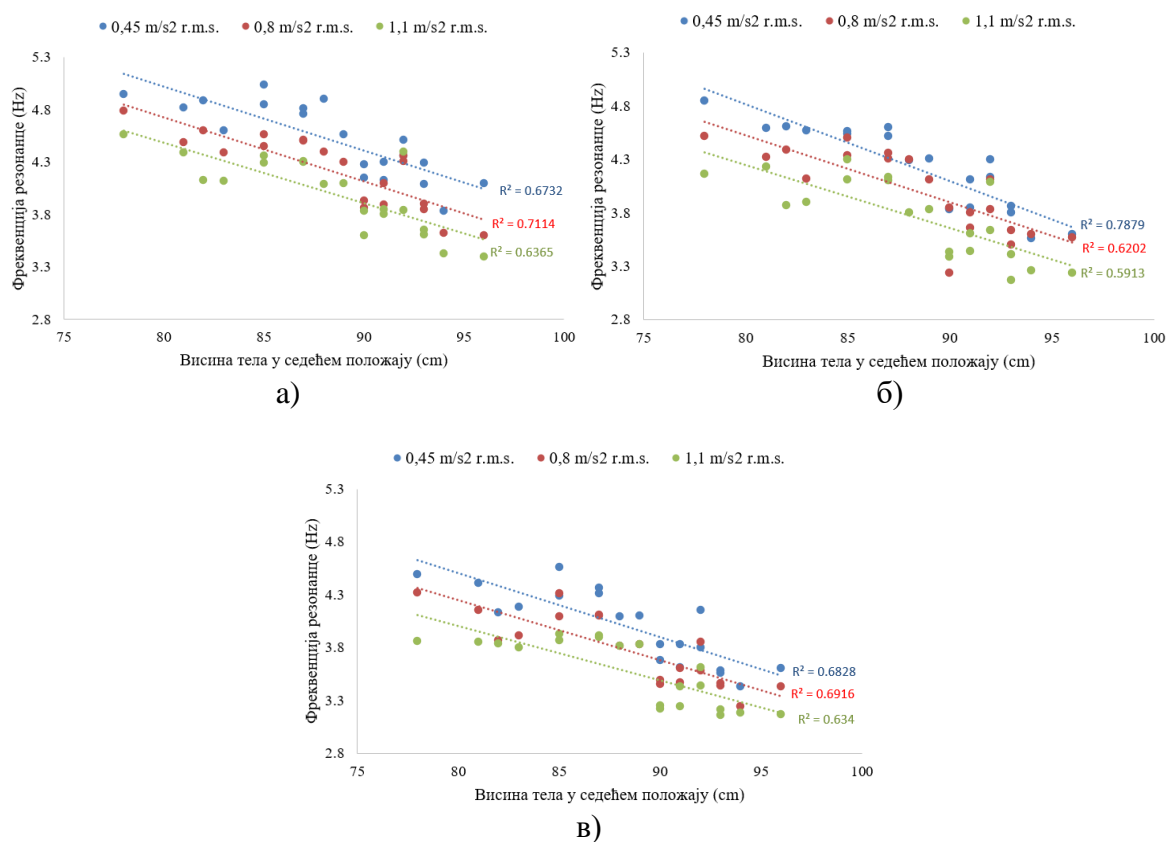


в)

Слика 4.57. Утицај висине на резонантне фреквенције за 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Као и у случају побуде у вертикалном правцу, није показан дијаграмски приказ утицаја тежине испитаника на вредност резонантне фреквенције због тога што су забележене блиске вредности вредностима анализираних код утицаја ВМІ. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,702 за побуду од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°, до 0,892 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 90°.

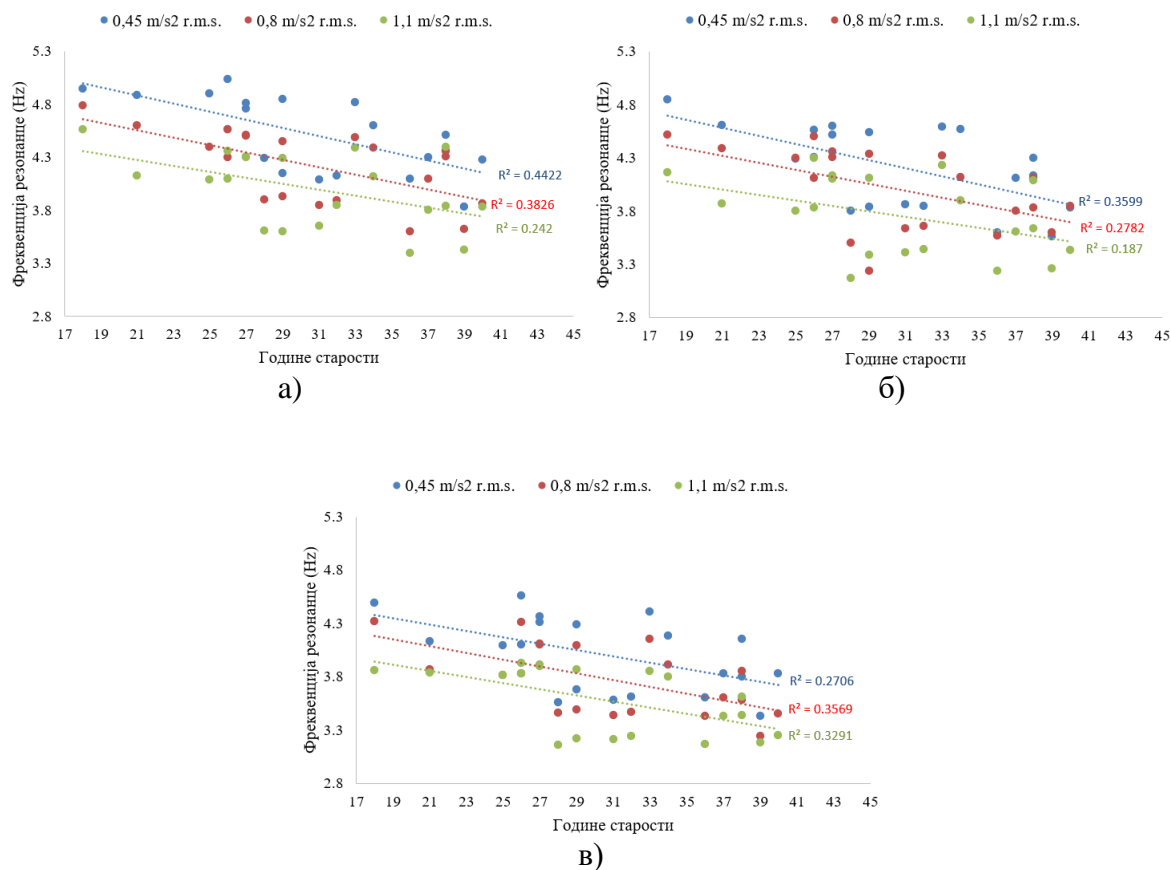
Слика 4.58 показује зависност резонантне фреквенције од висине тела у седећем положају мерене од седишта до највише тачке на глави за 20 мушких испитаника изложених побуди у подужном правцу. Добијена вредност  $R^2$  говори да висина тела у седећем положају анализираних испитаника има високу корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,591 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°, до 0,787 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°.



**Слика 4.58.** Утицај висине тела у седећем положају на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Након висине испитаника у седећем положају, проучавана је зависност резонантне фреквенције од година старости 20 мушких испитаника, изложених побуди у подужном правцу (слика 4.59). Као и у случају вертикалне побуде, јасно је да величина  $R^2$  говори да године старости анализираних испитаника немају чврсту корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,413 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 90° до 0,521 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°. Ако се посматрају сва три угла седења, коефицијент детерминације  $R^2$  има сличне вредности без већих одступања.





**Слика 4.59.** Утицај година старости на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при побуди у подужном правцу и три угла седења а)  $90^\circ$ , б)  $100^\circ$ , в)  $110^\circ$ , за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Утицаји ВМИ, висине испитаника, висине тела у седећем положају, тежине, као и година старости на резонантне фреквенције посматрани су и за СТНТ одзив у вертикалном правцу, али пошто нема значајнијих одступања, нису приказивани дијаграмски, већ су само анализирани у наставку.

Посматрајући утицај ВМИ и СТНТ одзив у вертикалном правцу, најниже забележена вредност  $R^2$  износила је 0,742 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ , док је највећа  $R^2$  вредност износила 0,845 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .

Ниска вредност коефицијента детерминације  $R^2$  висине анализираних испитаника указује на веома слабу корелацију са резонантном фреквенцијом.  $R^2$  вредности су се кретале од најниже 0,114 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  до 0,194 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ .

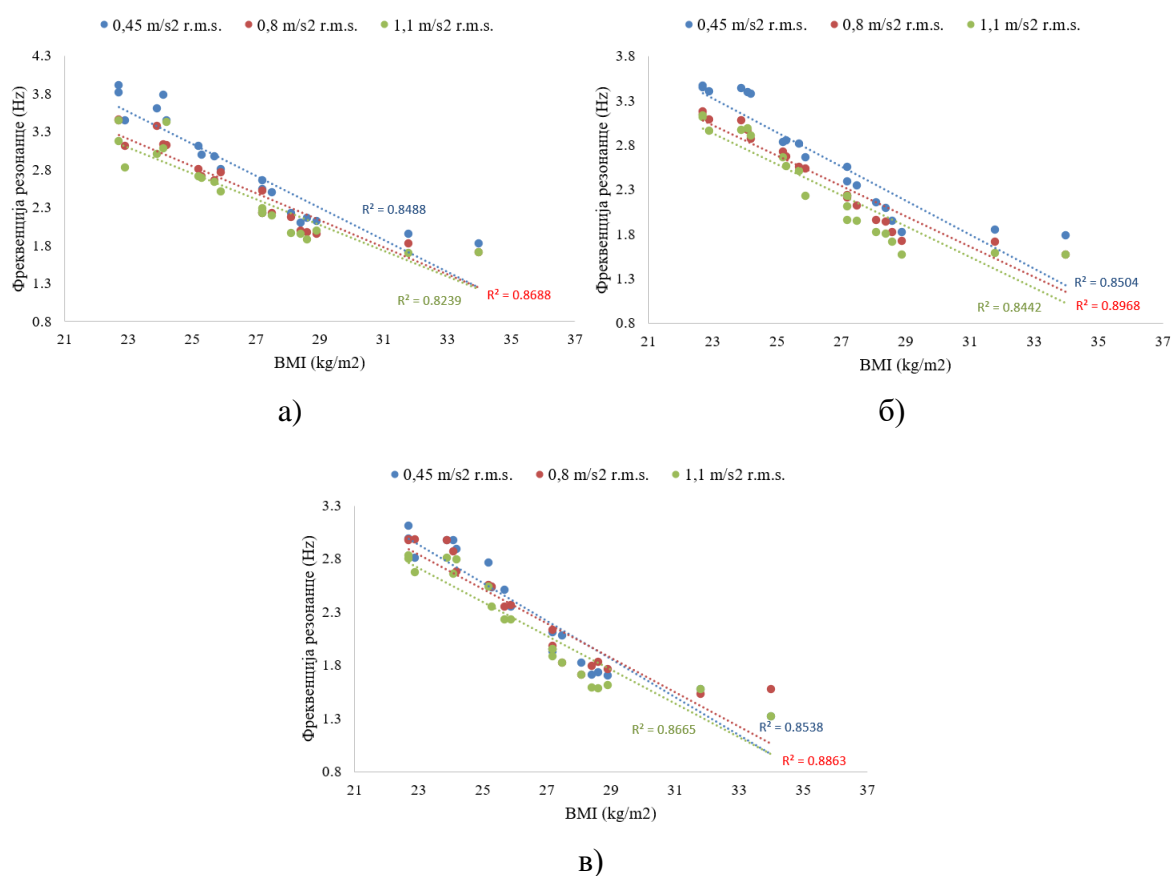
Тежина испитаника имала је висок коефицијент детерминације. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,748 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  до 0,877 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .

Добијена вредност  $R^2$  у случају висине тела у седећем положају анализираних испитаника има високу корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,656 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$  до 0,814 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .

На крају, анализиран је утицај година старости испитаника. Вредност  $R^2$  је показала да године старости анализираних испитаника немају чврсту корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,345 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , до 0,472 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ .

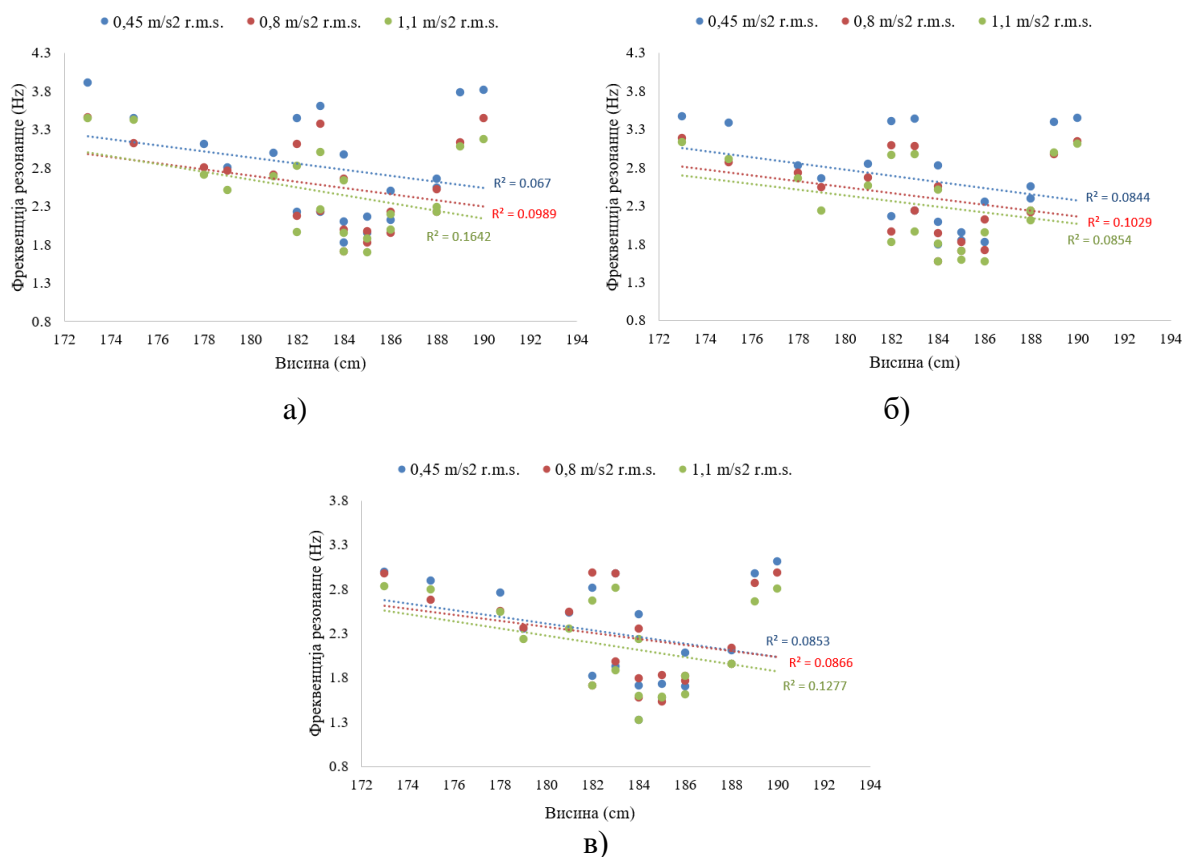
### 4.7.3 Статистичка анализа вишеосне побуде (мушки испитаници)

На слици 4.60 је приказана зависност резонантне фреквенције од ВМІ за 20 мушких испитаника изложених вишеосној побуди, за три угла седења од  $90^\circ$ ,  $100^\circ$  и  $110^\circ$  и за средњу вредност СТНТ одзива у подужном правцу. Као и у претходна два случаја побуда, такође се може уочити да са порастом ВМІ долази до опадања вредности резонантне фреквенције. Најнижа забележена вредност  $R^2$  износи 0,823 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , док је највећа вредност  $R^2$  износила 0,896 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ .



**Слика 4.60.** Утицај ВМІ на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а)  $90^\circ$ , б)  $100^\circ$ , в)  $110^\circ$ , за случај СТНТ одзива у подужном правцу

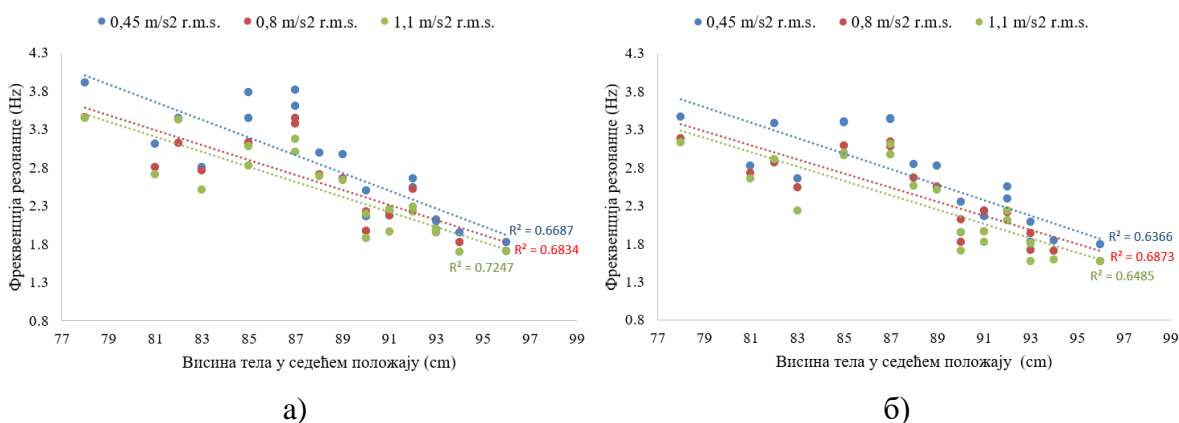
Зависност резонантне фреквенције од висине испитаника изложених вишеосној побуди приказана је на слици 4.61. На основу ниске вредности коефицијента детерминације  $R^2$  долази се до закључка да висина анализираних испитаника има веома слабу корелацију са резонантном фреквенцијом.  $R^2$  вредности су се кретале од најниже 0,060 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $100^\circ$ , до 0,173 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $100^\circ$ . Приметне су знатно ниже вредности  $R^2$  у поређењу са добијеним вредностима  $R^2$  при вертикалној побуди.

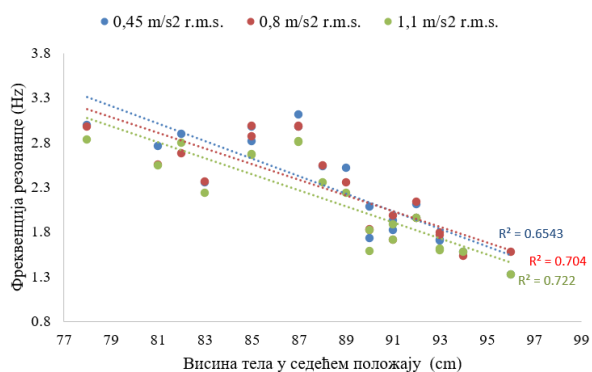


**Слика 4.61.** Утицај висине на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Тежина испитаника има сличан утицај на резонантне фреквенције као ВМІ. R<sup>2</sup> вредности су се кретале од најниже 0,814 за побуду од 0,8 m/s<sup>2</sup> г.м.с. и угао нагиба наслона седишта од 100°, до 0,889 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> г.м.с. и угао нагиба наслона седишта од 110°.

Слика 4.62 показује зависност резонантне фреквенције од висине тела у седећем положају 20 мушких испитаника изложених вишеосној побуди. Добијена R<sup>2</sup> вредност говори да висина тела у седећем положају анализираних испитаника има високу корелацију са резонантном фреквенцијом. R<sup>2</sup> вредности су се кретале од најниже 0,636 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> г.м.с. и угао нагиба наслона седишта од 100°, до 0,724 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> г.м.с. и угао нагиба наслона седишта од 90°.

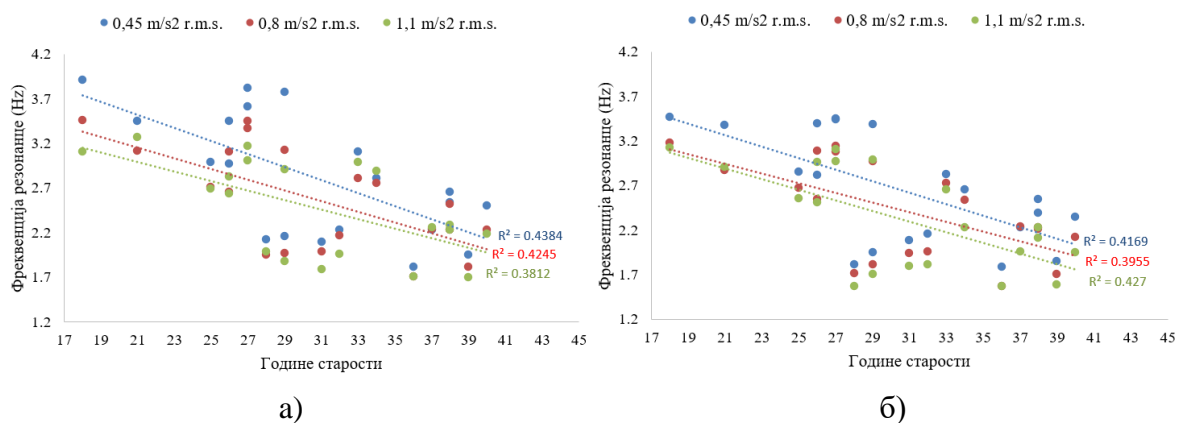




в)

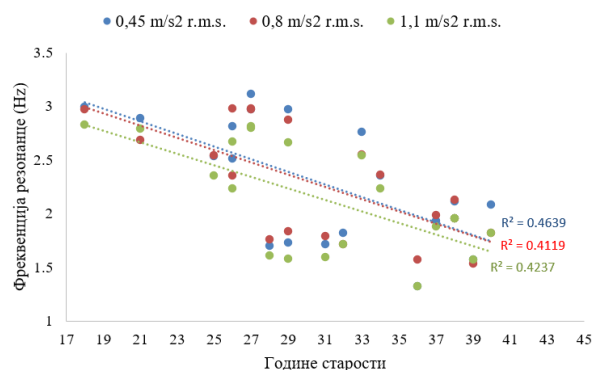
**Слика 4.62.** Утицај висине тела у седећем положају на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Слика 4.63 показује зависност резонантне фреквенције од година старости 20 мушких испитаника, изложених вишеосној побуди. За разлику од вертикалне побуде и побуде у подужном правцу, коефицијент детерминације  $R^2$  у случају вишеосне побуде говори да године старости анализираних испитаника имају бољу корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,187 за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°, до 0,442 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 90°.



а)

б)



в)

**Слика 4.63.** Утицај година старости на резонантне фреквенције 20 мушких испитаника при вишеосној побуди и три угла седења а) 90°, б) 100°, в) 110°, за случај СТНТ одзива у подужном правцу

Треба напоменути да су и у случају СТНТ одзива у вертикалном правцу добијени исти трендови кривих и јако блиске вредности коефицијената корелације, па из тог разлога нису дијаграмски приказани. Анализирајући утицај ВМІ, најниже забележена вредност  $R^2$  износила је 0,805 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , док је највећа вредност  $R^2$  износила 0,872 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ .

Висина анализираних испитаника показала је веома слабу корелацију са резонантном фреквенцијом.  $R^2$  вредности су се кретале, од најниже 0,110 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао седења од  $110^\circ$ , до 0,137 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. угла седења од  $100^\circ$ .

Тежина испитаника, директно пропорциона ВМІ, имала је сличан утицај на резонантне фреквенције као ВМІ. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,850 за побуду од  $0,8 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ , до 0,892 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ .

Зависност резонантне фреквенције од висине у седећем положају је такође анализирана. Добијена  $R^2$  вредност показала је да висина тела у седећем положају има високу корелацију са резонантном фреквенцијом.  $R^2$  вредности су се кретале од најниже 0,651 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ , до 0,789 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .

Последња анализа резултата мушких испитаника била је зависност резонантне фреквенције од година старости. Забележена је боља корелација. Вредности коефицијента детерминације  $R^2$  су се кретале од најниже 0,222 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $100^\circ$ , до 0,459 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ .

#### 4.7.4 Статистичка анализа – утицај пола

Статистичком анализом су проучаване разлике у биодинамичком СТНТ одзиву између мушких и женских испитаника. У табели 4.7 приказана је зависност СТНТ одзива у вертикалном правцу и подужном правцу од резонантне фреквенције, за оба пола појединачно и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ . Ако се посматра интензитет побуде од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. када је тело изложено вибрацијама у подужном правцу, када се посматра и анализира СТНТ у подужном правцу, средња вредност резонантне фреквенције је  $4,722 \text{ Hz}$  код женских испитаника, док је код мушких испитаника  $4,511 \text{ Hz}$ . Посматрањем и осталих интензитета побуда закључује се да су резонантне фреквенције женских испитаника више у поређењу са мушким испитаницима. Свако повећање амплитуде побуде доводи до нижих резонантних фреквенција. Када се посматрају амплитуде СТНТ одзива, уочавају се више вредности код женских испитаника у односу на мушке. Посматрањем побуда у вертикалном и вишеосном правцу, уочавају се исти трендови вредности. За сваки интензитет побуде, средње вредности функција фреквентног одзива биле су више код женских испитаника него код мушких. Разлог томе су мање масе женских испитаника.

**Табела 4.7.** Зависност STHT одзива у вертикалном правцу и подужном правцу од резонантне фреквенције за угао нагиба наслона седишта од 90°

	Жене		Мушкарци		
	Фреквенција	Амплитуда	Фреквенција	Амплитуда	
0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s – подужна побуда	STHT X	4,722	2,052	4,511	1,965
	STHT Z	5,523	1,551	5,243	1,444
0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s – подужна побуда	STHT X	4,492	2,100	4,220	2,037
	STHT Z	5,180	1,596	5,056	1,459
1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s – подужна побуда	STHT X	4,319	2,168	4,003	2,082
	STHT Z	5,175	1,628	4,837	1,539
0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s - вертикална побуда	STHT X	4,318	1,490	4,069	1,410
	STHT Z	5,086	1,580	4,610	1,468
0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s - вертикална побуда	STHT X	4,087	1,545	3,837	1,456
	STHT Z	4,786	1,687	4,244	1,551
1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s - вертикална побуда	STHT X	3,740	1,617	3,474	1,565
	STHT Z	4,450	1,775	3,980	1,669
0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s - вишеосна побуда	STHT X	3,388	2,162	2,810	1,333
	STHT Z	4,054	1,723	3,444	1,518
0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s - вишеосна побуда	STHT X	3,042	2,281	2,570	1,418
	STHT Z	3,827	1,889	3,268	1,611
1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s - вишеосна побуда	STHT X	2,951	2,448	2,484	1,590
	STHT Z	3,548	1,923	3,146	1,570

Табела 4.8 приказује такође зависност STHT одзива у вертикалном правцу и подужном правцу од резонантне фреквенције, за оба пола, али за угао нагиба наслона седишта од 110°. Јасно се уочава да за исте вредности интензитета побуде, женски испитаници остварују веће резонантне фреквенције за разлику од мушких испитаника, како за једноосне, тако и за вишеосне побуде. Такође, исти тренд је уочен и у случају амплитуда. Посматрањем истих вредности побуда, било да је реч о STHT одзиву у вертикалном или подужном правцу, женски испитаници остварују веће вредности амплитуда поредећи са мушким испитаницима.

**Табела 4.8.** Зависност STHT одзива у вертикалном правцу и подужном правцу од резонантне фреквенције за угао нагиба наслона седишта од 110°

	Жене		Мушкарци		
	Фреквенција	Амплитуда	Фреквенција	Амплитуда	
0,45 r.m.s / 110° - подужна побуда	STHT X	4,078	1,727	3,999	1,660
	STHT Z	4,805	1,462	4,649	1,362
0,8 r.m.s / 110° - подужна побуда	STHT X	3,893	1,819	3,775	1,752
	STHT Z	4,717	1,562	4,629	1,420
1,1 r.m.s / 110° - подужна побуда	STHT X	3,766	1,841	3,575	1,793
	STHT Z	4,719	1,586	4,471	1,477
0,45 r.m.s / 110° - вертикална побуда	STHT X	3,834	1,392	3,633	1,337
	STHT Z	4,692	1,482	4,215	1,374
0,8 r.m.s / 110° - вертикална побуда	STHT X	3,561	1,456	3,351	1,350
	STHT Z	4,152	1,61	3,675	1,496
1,1 r.m.s / 110° - вертикална побуда	STHT X	3,162	1,516	2,959	1,410
	STHT Z	3,835	1,667	3,447	1,562
	STHT X	2,792	1,800	2,290	1,157

0,45 г.м.с / 110° - вишеосна побуда	STHT Z	3,687	1,573	3,059	1,406
0,8 г.м.с / 110° - вишеосна побуда	STHT X	2,744	2,041	2,266	1,305
	STHT Z	3,301	1,687	2,938	1,424
1,1 г.м.с / 110° - вишеосна побуда	STHT X	2,694	2,183	2,144	1,403
	STHT Z	3,063	1,745	2,828	1,495

Поређећи резултате у табелама 4.7 и 4.8, може се закључити да се код женских испитаника резонантне фреквенције јављају на већим фреквенцијама, него код мушких. Такође, уочава се да са порастом интензитета побуде долази до пада резонантне фреквенције, а истовремено до већих вредности амплитуде функције фреквентног одзива. Још један закључак се може извести: са порастом угла нагиба наслона седишта резонантне фреквенције се смањују, како код женских, тако и код мушких испитаника.

#### 4.7.5 Факторска анализа утицајних величина за мушке испитанике за подужни, вертикални и вишеосни правац побуде

Факторска анализа је примењена како би се одредио ранг утицаја појединих фактора на вредност резонантне фреквенције STHT одзива. У раду је примењена анализа варијансе (енг. *Analysis Of Variance*, ANOVA). Анализирано је 5 фактора: висина, тежина, BMI, висина тела у седећем положају и године испитаника за оба пола засебно. Анализа је извршена за све три побуде (0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> г.м.с), сва три угла нагиба наслона седишта (90°, 100° и 110°) и три правца побуде (подужна, вертикална и вишеосна побуда). У табелама 4.9, 4.10 и 4.11 приказана је зависност сваког фактора од правца побуде у подужном правцу (табела 4.9), вертикалном правцу (табела 4.10) и у вертикалном и подужном правцу истовремено (табела 4.11).

Табела 4.9. Анализа варијансе за случај подужне побуде за 20 мушких испитаника

Побуда напред-назад	Сума квадрата	Средња вредност суме квадрата	F однос	Значајност <i>p</i> -вредност	Процентуално учешће (%)
Висина	1,79	0,15	1,41	0,34	11,97
Тежина	3,24	0,25	3,21	0,03	<b>20,72</b>
BMI	3,19	0,22	3,47	0,04	<b>18,48</b>
Висина тела у седећем положају	4,22	0,37	7,69	0,02	<b>39,94</b>
Године	1,04	0,11	1,13	0,53	7,73

Из табеле 4.9 је на основу F односа, који представља однос између варијација групе и унутар групе варијација (Stigler, 2008), одређено процентуално учешће утицаја сваког фактора на резонантну фреквенцију. У статистичком тестирању хипотезе, *p*-вредност, за дати статистички модел вероватноћа је да ће, када је нулта хипотеза тачна, статистички параметар бити већи или једнак стварно уоченом резултату. У колони *Значајност (p-вредност)* се утицајним величинама сматрају све вредности за које је  $p < 0,05$  (висина тела у седећем положају, тежина и BMI) (Denworth, 2019). Уочава се да је у случају побуде у подужном правцу, најутцајнији фактор висина тела у седећем положају са уделом од 39,94%, док је следећи фактор тежина са 20,72% и на крају BMI са 18,48% учешћа. На основу *p*-вредности за висину и године која је већа од 0,05, ова два фактора се не сматрају значајним.

Табела 4.10 показује анализу варијансе за случај побуде у вертикалном правцу. На основу колоне процентуалног учешћа може се закључити да је најутицајнији фактор ВМІ са процентом учешћа од 43,94%, а затим следе висина тела у седећем положају са 30,79% и тежина са 19,05%. Такође, на основу  $p$ -вредности у колони *Значајност* ( $p$ - вредност), може се закључити да висина и године нису значајни утицајни фактори ( $p > 0,05$ ).

**Табела 4.10.** Анализа варијансе за случај побуде у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника

Вертикална побуда	Сума квадрата	Средња вредност суме квадрата	F однос	Значајност $p$ -вредност	Процентуално учешће (%)
Висина	2,38	0,21	1,56	0,28	2,93
Тежина	4,01	0,27	10,48	0,01	<b>19,05</b>
ВМІ	7,14	0,52	23,61	0,001	<b>43,94</b>
Висина тела у седећем положају	5,35	0,38	16,99	0,001	<b>30,79</b>
Године	2,46	0,19	1,73	0,32	3,25

Табела 4.11 приказује анализу варијансе утицајних фактора при вишеосној побуди. Анализа показује да је и у случају вишеосне побуде, ВМІ најутицајнији фактор са учешћем од 37,18%, а затим иде висина тела у седећем положају са 29,4% и потом тежина са 19,55%. *Значајност* ( $p$ -вредност) преостала два фактора, висина и године, не показују значајност, јер је  $p > 0,005$ .

**Табела 4.11.** Анализа варијансе за случај вишеосне побуде за 20 мушких испитаника

Вишеосна побуда	Сума квадрата	Средња вредност суме квадрата	F однос	Значајност $p$ -вредност	Процентуално учешће (%)
Висина	1,48	0,12	1,16	0,46	3,71
Тежина	3,42	0,23	6,3	0,04	<b>19,55</b>
ВМІ	4,54	0,32	17,68	0,02	<b>37,18</b>
Висина тела у седећем положају	3,47	0,27	15,54	0,04	<b>29,4</b>
Године	3,05	0,2	2,23	0,27	10,09

Генерални закључак је да ANOVA анализа варијансе може помоћи у разумевању утицаја појединих фактора на функцију фреквентног одговора STHT. Анализе су показале да, када се посматра подужни правац побуде, најутицајнија величина је висина тела у седећем положају за анализираних 20 мушких испитаника са процентом удела од 39,94%, док је за вертикални правац и вишеосни правац побуде ВМІ био најутицајнија величина са процентима удела 43,94% и 37,18%, респективно.



#### 4.7.6 Статистичка анализа вертикалне, подужне и вишеосне побуде (женски испитаници)

Статистичка анализа вертикалне побуде за посматраних 10 женских испитаника приказана је у табели 4.12. Изабран је дијаграмски начин приказивања за све побуде јер је забележен исти тренд кривих као код мушких испитаника. Иако је у питању мањи број експерименталних података, поредећи са мушким испитаницима, могуће је уочити значајне вредности  $R^2$  коефицијента детерминације. Исти тренд кривих забележен је и код женских испитаника. Са порастом вредности ВМІ долази до пада резонантне фреквенције и сви подаци за различите услове седења приказани су у табели 4.12. Када се посматра ВМІ, уочава се добра корелација поменуте величине и резонантне фреквенције. Највећа вредност коефицијента корелације од 0,878 забележена је за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , а најмања за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ . Од осталих посматраних величина, значајну корелацију остварила је само тежина испитаника где је највећа вредност 0,753 била за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , а најмања 0,663 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од такође  $90^\circ$ .

**Табела 4.12.** Вертикална побуда –  $R^2$  вредности за СТНТ одзив у подужном правцу за 10 женских испитаника

Утицајне величине	Угао нагиба наслона седишта								
	$90^\circ$			$100^\circ$			$110^\circ$		
	$0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$0,8 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$0,8 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$0,8 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	$1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s.
ВМІ	0,878	0,684	0,675	0,721	0,708	0,683	0,837	0,756	0,660
Висина	0,206	0,190	0,114	0,138	0,157	0,105	0,152	0,198	0,184
Висина тела у седећем положају	0,144	0,169	0,140	0,162	0,158	0,160	0,134	0,128	0,165
Тежина	0,753	0,678	0,663	0,678	0,685	0,678	0,730	0,702	0,742
Године старости	0,081	0,073	0,103	0,101	0,012	0,191	0,059	0,071	0,072

Табеле 4.13 и 4.14 приказују резултате вредности  $R^2$  при подужној и вишеосној побуди. Такође је остварена добра корелација ВМІ и резонантне фреквенције, као и тежине испитаника. У случају хоризонталне побуде највећа забележена вредност  $R^2$  је 0,844 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , а најмањи 0,71 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. за исти угао седења. Коефицијент детерминације  $R^2$  тежине и резонантне фреквенције дала је највећу вредност 0,738 за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ , а најмању 0,657 за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и исти угао седења.

**Табела 4.13.** Хоризонтална побуа –  $R^2$  вредности за СТНТ одзив у подужном правцу за 10 женских испитаника

Утицајне величине	Угао нагиба седишта								
	90°			100°			110°		
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.
ВМI	0,844	0,716	0,778	0,752	0,793	0,779	0,810	0,726	0,733
Висина	0,238	0,261	0,304	0,330	0,240	0,396	0,355	0,350	0,323
Висина тела у седећем положају	0,291	0,155	0,167	0,370	0,158	0,219	0,122	0,187	0,121
Тежина	0,726	0,705	0,693	0,665	0,693	0,725	0,738	0,681	0,657
Године старости	0,014	0,021	0,011	0,031	0,010	0,017	0,044	0,011	0,027

У случају вишеосне побуде (табела 4.14), забележен степен корелације између ВМI и резонантне фреквенције је 0,838 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 90°, а најмањи 0,652 за побуду од 0,8 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°. Коефицијент корелације између тежине и резонантне фреквенције има највећу вредност 0,757 за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 90°, а најмању 0,580 за побуду 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 100°. Остале посматране величине из табеле имају исти тренд кривих као и у случају мушких испитаника, али не показују значајне корелације са резонантном фреквенцијом.

**Табела 4.14.** Вишеосна побуа –  $R^2$  вредности за СТНТ одзив у подужном правцу за 10 женских испитаника

Утицајне величине	Угао нагиба седишта								
	90°			100°			110°		
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.
ВМI	0,740	0,838	0,747	0,667	0,652	0,765	0,734	0,711	0,827
Висина	0,101	0,206	0,139	0,156	0,197	0,218	0,143	0,169	0,177
Висина тела у седећем положају	0,247	0,138	0,127	0,197	0,168	0,221	0,187	0,145	0,191
Тежина	0,511	0,757	0,654	0,580	0,592	0,701	0,645	0,702	0,739
Године старости	0,024	0,025	0,072	0,024	0,077	0,017	0,038	0,063	0,146

На основу изложених експерименталних података за 20 мушких и 10 женских испитаника, мерених за три стохастичке побуде од 0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup> и 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. у комбинацији са три угла нагиба наслона седења од 90°, 100° и 110° може се закључити да постоји добра корелација ВМI, као и тежине, у односу на резонантну фреквенцију за

оба пола испитаника. Такође, уочава се и добра корелација висине тела у седећем положају и резонантне фреквенције.

#### 4.7.7 Факторска анализа утицајних величина за женске испитанике за подужне, вертикалне и вишеосне побуде

На исти начин, као и код мушких испитаника, коришћена је факторска анализа како би се одредили утицајни фактори на резонантну фреквенцију женских испитаника. ANOVA анализом варијансе добијених експерименталних података за све интензитет побуде, углове нагиба наслона седишта и правце побуде, дошло се до резултата приказаним у табелама 4.15, 4.16 и 4.17.

Табела 4.15 приказује анализу утицајних фактора у случају побуде у подужном правцу. На основу колоне *Значајност (p-вредност)* значајним факторима се сматрају тежина, ВМІ и висина тела у седећем положају ( $p > 0,05$ ). Уочава се да је према колони *Процентуално учешће* најутицајнији фактор висина тела у седећем положају са уделом од 35,73%, док је следећи фактор ВМІ са 28,96% и на крају тежина са 20,20% учешћа.

**Табела 4.15.** Анализа варијансе за случај побуде у подужном правцу за 10 женских испитаника

Побуда напред-назад	Сума квадрата	Средња вредност суме квадрата	F однос	Значајност p-вредност	Процентуално учешће (%)
Висина	0,205	0,021	1,104	0,412	9,54
Тежина	0,384	0,048	2,333	0,003	<b>20,20</b>
ВМІ	0,405	0,051	3,344	0,001	<b>28,96</b>
Висина тела у седећем положају	0,597	0,077	4,125	0,001	<b>35,73</b>
Године	0,156	0,014	0,630	0,379	5,20

Табела 4.16 приказује анализу варијансе утицајних фактора при побуди у вертикалном правцу. Анализа показује да је најутицајнији фактор ВМІ са учешћем од 35,96%, а затим висина тела у седећем положају са 19,86% и потом тежина са 18,73%. *P вредности* за преостала два фактора, висина и године, не показују значајност јер је  $p > 0,005$ .

**Табела 4.16.** Анализа варијансе за случај побуде у вертикалне правцу за 10 женских испитаника

Вертикална побуда	Сума квадрата	Средња вредност суме квадрата	F однос	Значајност p-вредност	Процентуално учешће (%)
Висина	0,247	0,036	1,369	0,412	12,8
Тежина	0,456	0,057	1,998	0,002	<b>18,73</b>
ВМІ	0,696	0,079	3,823	0,001	<b>35,96</b>
Висина тела у седећем положају	0,433	0,062	2,115	0,002	<b>19,86</b>
Године	0,265	0,031	1,312	0,379	12,33

На крају, урађена је анализа варијансе за вишеосни правац побуде и резултати су приказани у табели 4.17. Анализом је утврђено да је ВМІ најутицајнији фактор са учешћем од 42,1%, а затим висина тела у седећем положају са 20,54% и потом тежина са 20,07%. Такође, *p* вредности преостала два фактора, висина и године, не показују значајност ( $p > 0,005$ ).

**Табела 4.17.** Анализа варијансе за случај побуде у вишеосном правцу за 10 женских испитаника

Вишеосна побуда	Сума квадрата	Средња вредност суме квадрата	F однос	Значајност <i>p</i> -вредност	Процентуално учешће (%)
Висина	0,110	0,019	0,667	0,193	5,15
Тежина	0,541	0,079	2,572	0,002	<b>20,07</b>
ВМІ	0,999	0,097	5,393	0,001	<b>42,1</b>
Висина тела у седећем положају	0,486	0,077	2,638	0,001	<b>20,54</b>
Године	0,272	0,108	1,535	0,247	11,95

Као и у случају мушких испитаника, може се закључити да је анализа варијансе дала јасне одговоре у погледу разумевања утицаја појединих фактора на функцију фреквентног одзива СТНТ. Анализе су показале да се исти фактори утицаја истичу и код мушких и женских испитаника за све правце побуда. У питању су: *Тежина*, *ВМІ* и *Висина тела у седећем положају*. Посматрањем подужног правца побуде, најутицајнија величина је висина тела у седећем положају за анализираних 10 женских испитаника са процентом удела од 35,73% (наспрам 39,94% мушких испитаника). За вертикални правац побуде најутицајнија величина био је ВМІ са процентом удела од 35,96% (наспрам 43,94% код мушких испитаника). За последњу анализу, правац вишеосне побуде, најутицајнија величина је такође био ВМІ са процентом удела од 42,1% (наспрам 37,18% код мушких испитаника). Фактори висине испитаника и њихове године нису показали значајност у анализи ( $p > 0,005$ ).

На основу изложених резултата у оквиру овог поглавља, у коме је за сваког испитаника одређено 27 функција фреквентног одзива СТНТ (три правца побуде, три интензитета побуде и три угла седења), што укупно износи 540 СТНТ одзива за мушке испитанике, и 270 СТНТ одзива за женске испитанике, може се закључити да не постоји спрега једноосних и вишеосних вибрација, јер, прво, постоје разлике у броју локалних максимума, а друго, јер постоје и разлике у опсегу резонантних фреквенција.

## 4.8 ОЦЕНА ОСЦИЛАТОРНЕ УДОБНОСТИ

У поглављу 3 било је речи о стандардима који се користе за квантификовање вибрација целог тела човека и за процену дејства вибрација на осећај удобности. У оквиру ове докторске дисертације, на бази стандарда SRPS ISO 2631–1:2014, извршена је оцена осцилаторне удобности на основу укупне средње ефективне вредности пондерисаног убрзања. Укупна вредност средњег ефективног убрзања на седишту рачуна се према изразу (3.6) (поглавље 3). Стандард SRPS ISO 2631–1:2014 прописује проверу вредности вршног фактора (енг. *Crest factor*). Измерене вредности вршног фактора су се кретале у опсегу 1,391 до 2,784 што задовољава захтеве стандарда (вршни фактор < 9), па је урађено пондерисање према стандарду SRPS ISO 2631–1:2014.

У табелама 4.18, 4.19 и 4.20 приказане су укупне r.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем подужне, вертикалне и вишеосне побуде, респективно, за 20 мушких испитаника. У случају подужне побуде најнижа вредност r.m.s. забележена је код испитаника 3 и износи  $0,213 \text{ m/s}^2$  за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $90^\circ$ , а највиша за испитаника 15 и износи  $1,058 \text{ m/s}^2$  за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ . Оно што карактерише добијене резултате за све правце побуда је да са порастом BMI, долази до пада укупне r.m.s. вредности убрзања. Такође, са порастом угла нагиба наслона седишта бележи се пораст r.m.s. убрзања, што одговара досадашњим истраживањима (Nawayseh, 2018). На бази стандарда SRPS ISO 2631-1:2014, извршена је оцена осцилаторне удобности посматраних 20 мушких испитаника изложених подужној побуди (табела 4.18). Може се закључити да са порастом угла нагиба седишта долази до појаве неудобности већег броја испитаника које карактеришу ниже вредности BMI.

**Табела 4.18.** R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем подужне побуде за 20 мушких испитаника

Ред. бр.	Угао нагиба седишта $90^\circ$					
	Амплитуде побуда вибрација					
	$0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s.		$0,8 \text{ m/s}^2$ r.m.s.		$1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	
	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности
1	0,381	Мала неудобност	0,723	Прилична неудобност	0,984	Прилична неудобност
2	0,379	Мала неудобност	0,714	Прилична неудобност	1,024	Неудобно
3	0,213	Без неудобности	0,603	Мала неудобност	0,888	Прилична неудобност
4	0,227	Без неудобности	0,609	Мала неудобност	0,896	Прилична неудобност
5	0,342	Мала неудобност	0,679	Прилична неудобност	0,964	Прилична неудобност
6	0,355	Мала неудобност	0,699	Прилична неудобност	0,988	Прилична неудобност
7	0,354	Мала неудобност	0,714	Прилична неудобност	1,004	Неудобно
8	0,351	Мала неудобност	0,683	Прилична неудобност	0,978	Прилична неудобност
9	0,282	Без неудобности	0,544	Мала неудобност	0,928	Прилична неудобност
10	0,314	Без неудобности	0,606	Мала неудобност	0,945	Прилична неудобност
11	0,322	Мала неудобност	0,676	Прилична неудобност	0,964	Прилична неудобност
12	0,296	Без неудобности	0,653	Прилична неудобност	0,938	Прилична неудобност
13	0,236	Без неудобности	0,616	Мала неудобност	0,908	Прилична неудобност
14	0,248	Без неудобности	0,624	Мала неудобност	0,927	Прилична неудобност
15	0,382	Мала неудобност	0,738	Прилична неудобност	1,045	Неудобно
16	0,374	Мала неудобност	0,704	Прилична неудобност	0,996	Прилична неудобност
17	0,271	Без неудобности	0,634	Прилична неудобност	0,915	Прилична неудобност
18	0,334	Мала неудобност	0,667	Прилична неудобност	0,954	Прилична неудобност
19	0,369	Мала неудобност	0,701	Прилична неудобност	1,014	Неудобно
20	0,362	Мала неудобност	0,705	Прилична неудобност	0,967	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 100°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,311	Без неудобности	0,731	Прилична неудобност	1,039	Неудобно
2	0,386	Мала неудобност	0,703	Прилична неудобност	1,029	Неудобно
3	0,233	Без неудобности	0,608	Мала неудобност	0,892	Прилична неудобност
4	0,246	Без неудобности	0,611	Мала неудобност	0,906	Прилична неудобност
5	0,352	Мала неудобност	0,688	Прилична неудобност	0,973	Прилична неудобност
6	0,379	Мала неудобност	0,705	Прилична неудобност	0,993	Прилична неудобност
7	0,362	Мала неудобност	0,722	Прилична неудобност	0,984	Прилична неудобност
8	0,366	Мала неудобност	0,671	Прилична неудобност	0,989	Прилична неудобност
9	0,299	Без неудобности	0,609	Мала неудобност	0,933	Прилична неудобност
10	0,318	Мала неудобност	0,674	Прилична неудобност	0,955	Прилична неудобност
11	0,336	Мала неудобност	0,687	Прилична неудобност	0,968	Прилична неудобност
12	0,308	Без неудобности	0,666	Прилична неудобност	0,945	Прилична неудобност
13	0,253	Без неудобности	0,628	Мала неудобност	0,911	Прилична неудобност
14	0,278	Без неудобности	0,637	Мала неудобност	0,929	Прилична неудобност
15	0,389	Мала неудобност	0,742	Прилична неудобност	1,052	Неудобно
16	0,304	Без неудобности	0,714	Прилична неудобност	1,026	Неудобно
17	0,289	Без неудобности	0,642	Прилична неудобност	0,922	Прилична неудобност
18	0,347	Мала неудобност	0,678	Прилична неудобност	0,961	Прилична неудобност
19	0,377	Мала неудобност	0,724	Прилична неудобност	1,007	Неудобно
20	0,357	Мала неудобност	0,711	Прилична неудобност	0,971	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 110°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,387	Мала неудобност	0,742	Прилична неудобност	1,047	Неудобно
2	0,391	Мала неудобност	0,711	Прилична неудобност	1,039	Неудобно
3	0,227	Без неудобности	0,613	Мала неудобност	0,907	Прилична неудобност
4	0,254	Без неудобности	0,625	Мала неудобност	1,016	Неудобно
5	0,364	Мала неудобност	0,699	Прилична неудобност	0,986	Прилична неудобност
6	0,386	Мала неудобност	0,724	Прилична неудобност	1,002	Неудобно
7	0,37	Мала неудобност	0,731	Прилична неудобност	0,988	Прилична неудобност

8	0,378	Мала неудобност	0,687	Прилична неудобност	1,007	Неудобно
9	0,306	Без неудобности	0,587	Мала неудобност	0,941	Прилична неудобност
10	0,328	Мала неудобност	0,682	Прилична неудобност	0,952	Прилична неудобност
11	0,347	Мала неудобност	0,697	Прилична неудобност	0,979	Прилична неудобност
12	0,317	Мала неудобност	0,678	Прилична неудобност	0,947	Прилична неудобност
13	0,266	Без неудобности	0,594	Мала неудобност	0,924	Прилична неудобност
14	0,279	Без неудобности	0,646	Прилична неудобност	0,938	Прилична неудобност
15	0,399	Мала неудобност	0,757	Прилична неудобност	1,058	Неудобно
16	0,384	Мала неудобност	0,721	Прилична неудобност	1,041	Неудобно
17	0,292	Без неудобности	0,652	Прилична неудобност	0,929	Прилична неудобност
18	0,351	Мала неудобност	0,681	Прилична неудобност	0,973	Прилична неудобност
19	0,38	Мала неудобност	0,738	Прилична неудобност	1,019	Неудобно
20	0,361	Мала неудобност	0,719	Прилична неудобност	0,981	Прилична неудобност

Када се посматра утицај вертикалне побуде на r.m.s. вредности убрзања (табела 4.19) најнижа вредност r.m.s. забележена је код испитаника 3 и износи  $0,179 \text{ m/s}^2$  за побуду од  $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта  $90^\circ$ , а највиша код испитаника 15 и износи  $1,051 \text{ m/s}^2$  за побуду од  $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s. и угао нагиба наслона седишта  $110^\circ$ . Примећене су нешто ниже r.m.s. вредности у поређењу са подужном побудом. Такође, уочава се да за најнижу вредност побуде, већи број испитаника не осећа неудобност.

**Табела 4.19.** R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вертикалне побуде за 20 мушких испитаника

Ред. бр.	Угао нагиба седишта $90^\circ$					
	Амплитуде побуда вибрација					
	$0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s.		$0,8 \text{ m/s}^2$ r.m.s.		$1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	
	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности
1	0,364	Мала неудобност	0,718	Прилична неудобност	1,018	Неудобно
2	0,352	Мала неудобност	0,713	Прилична неудобност	0,994	Прилична неудобност
3	0,179	Без неудобности	0,594	Мала неудобност	0,897	Прилична неудобност
4	0,186	Без неудобности	0,607	Мала неудобност	0,908	Прилична неудобност
5	0,284	Без неудобности	0,676	Прилична неудобност	0,961	Прилична неудобност
6	0,314	Без неудобности	0,696	Прилична неудобност	0,975	Прилична неудобност
7	0,345	Мала неудобност	0,695	Прилична неудобност	0,978	Прилична неудобност
8	0,296	Без неудобности	0,681	Прилична неудобност	0,968	Прилична неудобност

9	0,251	Без неудобности	0,639	Прилична неудобност	0,927	Прилична неудобност
10	0,265	Без неудобности	0,593	Мала неудобност	0,945	Прилична неудобност
11	0,278	Без неудобности	0,601	Мала неудобност	0,967	Прилична неудобност
12	0,259	Без неудобности	0,562	Мала неудобност	0,936	Прилична неудобност
13	0,214	Без неудобности	0,611	Мала неудобност	0,915	Прилична неудобност
14	0,237	Без неудобности	0,62	Мала неудобност	0,926	Прилична неудобност
15	0,371	Мала неудобност	0,726	Прилична неудобност	1,038	Неудобно
16	0,384	Мала неудобност	0,734	Прилична неудобност	1,026	Неудобно
17	0,244	Без неудобности	0,628	Мала неудобност	0,934	Прилична неудобност
18	0,272	Без неудобности	0,667	Прилична неудобност	0,954	Прилична неудобност
19	0,291	Без неудобности	0,704	Прилична неудобност	0,988	Прилична неудобност
20	0,282	Без неудобности	0,697	Прилична неудобност	0,982	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 100°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,37	Мала неудобност	0,726	Прилична неудобност	1,026	Неудобно
2	0,367	Мала неудобност	0,725	Прилична неудобност	1,019	Неудобно
3	0,197	Без неудобности	0,605	Мала неудобност	0,901	Прилична неудобност
4	0,178	Без неудобности	0,615	Мала неудобност	0,912	Прилична неудобност
5	0,298	Без неудобности	0,683	Прилична неудобност	0,978	Прилична неудобност
6	0,322	Мала неудобност	0,716	Прилична неудобност	0,983	Прилична неудобност
7	0,351	Мала неудобност	0,734	Прилична неудобност	1,003	Неудобно
8	0,31	Без неудобности	0,697	Прилична неудобност	0,961	Прилична неудобност
9	0,245	Без неудобности	0,648	Прилична неудобност	0,946	Прилична неудобност
10	0,263	Без неудобности	0,607	Мала неудобност	0,953	Прилична неудобност
11	0,284	Без неудобности	0,689	Прилична неудобност	0,974	Прилична неудобност
12	0,252	Без неудобности	0,652	Прилична неудобност	0,941	Прилична неудобност
13	0,205	Без неудобности	0,624	Мала неудобност	0,926	Прилична неудобност
14	0,227	Без неудобности	0,621	Мала неудобност	0,938	Прилична неудобност
15	0,384	Мала неудобност	0,738	Прилична неудобност	1,041	Неудобно
16	0,379	Мала неудобност	0,735	Прилична неудобност	1,037	Неудобно
17	0,234	Без неудобности	0,630	Мала неудобност	0,941	Прилична неудобност
18	0,279	Без неудобности	0,674	Прилична неудобност	0,962	Прилична неудобност
19	0,36	Мала неудобност	0,712	Прилична неудобност	1,008	Неудобно
20	0,348	Мала неудобност	0,705	Прилична неудобност	0,981	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 110°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,391	Мала неудобност	0,734	Прилична неудобност	1,022	Неудобно
2	0,385	Мала неудобност	0,737	Прилична неудобност	1,008	Неудобно



3	0,201	Без неудобности	0,612	Мала неудобност	0,913	Прилична неудобност
4	0,211	Без неудобности	0,623	Мала неудобност	0,925	Прилична неудобност
5	0,31	Без неудобности	0,706	Прилична неудобност	0,981	Прилична неудобност
6	0,329	Мала неудобност	0,723	Прилична неудобност	0,973	Прилична неудобност
7	0,364	Мала неудобност	0,736	Прилична неудобност	1,005	Неудобно
8	0,313	Без неудобности	0,715	Прилична неудобност	0,987	Прилична неудобност
9	0,263	Без неудобности	0,65	Прилична неудобност	0,963	Прилична неудобност
10	0,279	Без неудобности	0,671	Прилична неудобност	1,011	Неудобно
11	0,293	Без неудобности	0,687	Прилична неудобност	0,982	Прилична неудобност
12	0,271	Без неудобности	0,662	Прилична неудобност	0,972	Прилична неудобност
13	0,223	Без неудобности	0,637	Прилична неудобност	0,933	Прилична неудобност
14	0,248	Без неудобности	0,642	Прилична неудобност	0,948	Прилична неудобност
15	0,408	Мала неудобност	0,751	Прилична неудобност	1,051	Неудобно
16	0,401	Мала неудобност	0,744	Прилична неудобност	1,038	Неудобно
17	0,256	Без неудобности	0,649	Прилична неудобност	0,955	Прилична неудобност
18	0,287	Без неудобности	0,695	Прилична неудобност	0,974	Прилична неудобност
19	0,378	Мала неудобност	0,746	Прилична неудобност	1,021	Неудобно
20	0,354	Мала неудобност	0,729	Прилична неудобност	1,007	Неудобно

Резултати r.m.s. вредности убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вишеосне побуде приказани су у табели 4.20. Услед истовременог деловања подужних и вертикалних вибрација, приметне су више вредности убрзања у односу на претходне две побуде. Испитаник 3 бележи најмању r.m.s. вредност од  $0,232 \text{ m/s}^2$  ( $0,45 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао  $90^\circ$ ), док испитаник 15 бележи највећу вредност од  $1,067 \text{ m/s}^2$  ( $1,1 \text{ m/s}^2$  r.m.s., угао  $110^\circ$ ). Приметно је да велики број испитаника за највећи угао нагиба наслона седишта има велику неудобност у датом положају.

**Табела 4.20.** R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вишеосне побуде за 20 мушких испитаника

Ред. бр.	Угао нагиба седишта $90^\circ$					
	Амплитуде побуда вибрација					
	$0,45 \text{ m/s}^2$ r.m.s.		$0,8 \text{ m/s}^2$ r.m.s.		$1,1 \text{ m/s}^2$ r.m.s.	
	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности
1	0,386	Мала неудобност	0,734	Прилична неудобност	1,028	Неудобно
2	0,378	Мала неудобност	0,728	Прилична неудобност	1,010	Неудобно
3	0,232	Без неудобности	0,611	Мала неудобност	0,914	Прилична неудобност
4	0,234	Без неудобности	0,641	Прилична неудобност	0,926	Прилична неудобност
5	0,321	Мала неудобност	0,699	Прилична неудобност	0,968	Прилична неудобност

6	0,342	Мала неудобност	0,719	Прилична неудобност	0,971	Прилична неудобност
7	0,357	Мала неудобност	0,726	Прилична неудобност	1,019	Неудобно
8	0,338	Мала неудобност	0,705	Прилична неудобност	0,952	Прилична неудобност
9	0,294	Без неудобности	0,607	Мала неудобност	0,932	Прилична неудобност
10	0,355	Мала неудобност	0,683	Прилична неудобност	0,941	Прилична неудобност
11	0,332	Мала неудобност	0,691	Прилична неудобност	0,945	Прилична неудобност
12	0,345	Мала неудобност	0,672	Прилична неудобност	0,938	Прилична неудобност
13	0,262	Без неудобности	0,627	Мала неудобност	0,92	Прилична неудобност
14	0,273	Без неудобности	0,661	Прилична неудобност	0,935	Прилична неудобност
15	0,397	Мала неудобност	0,744	Прилична неудобност	1,067	Неудобно
16	0,392	Мала неудобност	0,751	Прилична неудобност	1,043	Неудобно
17	0,287	Без неудобности	0,630	Мала неудобност	0,929	Прилична неудобност
18	0,337	Мала неудобност	0,682	Прилична неудобност	0,951	Прилична неудобност
19	0,366	Мала неудобност	0,719	Прилична неудобност	0,986	Прилична неудобност
20	0,344	Мала неудобност	0,715	Прилична неудобност	0,968	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 100°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности	r.m.s.	Оцена удобности
1	0,397	Мала неудобност	0,742	Прилична неудобност	0,995	Прилична неудобност
2	0,384	Мала неудобност	0,73	Прилична неудобност	1,005	Неудобно
3	0,241	Без неудобности	0,618	Мала неудобност	0,907	Прилична неудобност
4	0,258	Без неудобности	0,655	Прилична неудобност	0,928	Прилична неудобност
5	0,338	Мала неудобност	0,682	Прилична неудобност	0,963	Прилична неудобност
6	0,362	Мала неудобност	0,708	Прилична неудобност	1,031	Неудобно
7	0,351	Мала неудобност	0,728	Прилична неудобност	0,965	Прилична неудобност
8	0,344	Мала неудобност	0,697	Прилична неудобност	1,023	Неудобно
9	0,306	Без неудобности	0,672	Прилична неудобност	0,931	Прилична неудобност
10	0,323	Мала неудобност	0,68	Мала неудобност	0,945	Прилична неудобност
11	0,348	Мала неудобност	0,582	Мала неудобност	0,952	Прилична неудобност
12	0,311	Без неудобности	0,661	Прилична неудобност	0,939	Прилична неудобност
13	0,272	Без неудобности	0,602	Мала неудобност	0,918	Прилична неудобност
14	0,288	Без неудобности	0,678	Прилична неудобност	0,944	Прилична неудобност
15	0,403	Мала неудобност	0,751	Прилична неудобност	1,062	Неудобно
16	0,391	Мала неудобност	0,759	Прилична неудобност	1,035	Неудобно
17	0,298	Без неудобности	0,667	Прилична неудобност	0,938	Прилична неудобност
18	0,357	Мала неудобност	0,687	Прилична неудобност	0,955	Прилична неудобност
19	0,378	Мала неудобност	0,735	Прилична неудобност	1,021	Неудобно

20	0,351	Мала неудобност	0,719	Прилична неудобност	0,955	Прилична неудобност
Ред. бр.	<b>Угао нагиба седишта 110°</b>					
	<b>Амплитуде побуда вибрација</b>					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	<b>r.m.s.</b>	<b>Оцена удобности</b>	<b>r.m.s.</b>	<b>Оцена удобности</b>	<b>r.m.s.</b>	<b>Оцена удобности</b>
1	0,399	Мала неудобност	0,752	Прилична неудобност	1,022	Неудобно
2	0,387	Мала неудобност	0,746	Прилична неудобност	1,008	Неудобно
3	0,238	Без неудобности	0,694	Прилична неудобност	0,919	Прилична неудобност
4	0,268	Без неудобности	0,582	Мала неудобност	0,933	Прилична неудобност
5	0,348	Мала неудобност	0,709	Прилична неудобност	1,031	Неудобно
6	0,355	Мала неудобност	0,738	Прилична неудобност	1,018	Неудобно
7	0,373	Мала неудобност	0,731	Прилична неудобност	1,022	Неудобно
8	0,351	Мала неудобност	0,711	Прилична неудобност	1,009	Неудобно
9	0,318	Мала неудобност	0,672	Прилична неудобност	1,017	Неудобно
10	0,337	Мала неудобност	0,685	Прилична неудобност	0,957	Прилична неудобност
11	0,342	Мала неудобност	0,696	Прилична неудобност	1,029	Неудобно
12	0,322	Мала неудобност	0,678	Прилична неудобност	0,953	Прилична неудобност
13	0,283	Без неудобности	0,566	Мала неудобност	0,928	Прилична неудобност
14	0,305	Без неудобности	0,682	Прилична неудобност	0,957	Прилична неудобност
15	0,412	Мала неудобност	0,763	Прилична неудобност	1,069	Неудобно
16	0,406	Мала неудобност	0,761	Прилична неудобност	1,055	Неудобно
17	0,31	Без неудобности	0,669	Прилична неудобност	0,941	Прилична неудобност
18	0,338	Мала неудобност	0,692	Прилична неудобност	0,963	Прилична неудобност
19	0,381	Мала неудобност	0,738	Прилична неудобност	1,004	Неудобно
20	0,361	Мала неудобност	0,722	Прилична неудобност	1,017	Неудобно

У табелама 4.21, 4.22 и 4.23, приказане су r.m.s. вредности убрзања при различитим условима седења за 10 женских испитаника. У случају подужне побуде (табела 4.21), најнижа укупна вредност r.m.s забележена је код испитаника б и износи 0,287 m/s<sup>2</sup> за побуду од 0,45 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 90°, а највиша за испитаника 1 и износи 1,069 m/s<sup>2</sup> за побуду од 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s. и угао нагиба наслона седишта од 110°. Као и у случају мушких испитаника, на основу добијених резултата, може се закључити да, са порастом ВМІ, долази до пада укупне r.m.s вредности пондерисаног убрзања. Овај закључак важи за све правце побуда приказаних табелама 4.22 и 4.23.

**Табела 4.21.** R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем подужне побуде за 10 женских испитаника

Ред. бр.	<b>Угао нагиба седишта 90°</b>					
	<b>Амплитуде побуда вибрација</b>					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	<b>r.m.s.</b>	<b>Оцена удобности</b>	<b>r.m.s.</b>	<b>Оцена удобности</b>	<b>r.m.s.</b>	<b>Оцена удобности</b>
1	0,407	Мала неудобност	0,743	Прилична неудобност	1,055	Неудобно
2	0,297	Без неудобности	0,737	Прилична неудобност	0,987	Прилична неудобност
3	0,385	Мала неудобност	0,726	Прилична неудобност	0,976	Прилична неудобност
4	0,367	Мала неудобност	0,718	Прилична неудобност	0,964	Прилична неудобност
5	0,354	Мала неудобност	0,711	Прилична неудобност	0,955	Прилична неудобност
6	0,287	Без неудобности	0,706	Прилична неудобност	0,948	Прилична неудобност
7	0,311	Без неудобности	0,625	Мала неудобност	0,942	Прилична неудобност
8	0,336	Мала неудобност	0,688	Прилична неудобност	0,934	Прилична неудобност
9	0,329	Мала неудобност	0,679	Прилична неудобност	0,924	Прилична неудобност
10	0,321	Мала неудобност	0,674	Прилична неудобност	0,931	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 100°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		0,8 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		1,1 m/s <sup>2</sup> г.м.с.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,409	Мала неудобност	0,749	Прилична неудобност	1,062	Неудобно
2	0,307	Без неудобности	0,621	Мала неудобност	0,997	Прилична неудобност
3	0,398	Мала неудобност	0,738	Прилична неудобност	0,977	Прилична неудобност
4	0,372	Мала неудобност	0,741	Прилична неудобност	0,971	Прилична неудобност
5	0,361	Мала неудобност	0,722	Прилична неудобност	0,963	Прилична неудобност
6	0,355	Мала неудобност	0,699	Прилична неудобност	0,967	Прилична неудобност
7	0,349	Мала неудобност	0,704	Прилична неудобност	0,956	Прилична неудобност
8	0,354	Мала неудобност	0,682	Прилична неудобност	1,015	Неудобно
9	0,341	Мала неудобност	0,697	Прилична неудобност	0,936	Прилична неудобност
10	0,312	Без неудобности	0,683	Прилична неудобност	0,944	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 110°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		0,8 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		1,1 m/s <sup>2</sup> г.м.с.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,411	Мала неудобност	0,755	Прилична неудобност	1,069	Неудобно
2	0,409	Мала неудобност	0,769	Прилична неудобност	1,033	Неудобно
3	0,401	Мала неудобност	0,741	Прилична неудобност	1,002	Неудобно
4	0,397	Мала неудобност	0,758	Прилична неудобност	0,997	Прилична неудобност
5	0,373	Мала неудобност	0,726	Прилична неудобност	0,96	Прилична неудобност
6	0,369	Мала неудобност	0,69	Прилична неудобност	0,981	Прилична неудобност
7	0,311	Без неудобности	0,601	Мала неудобност	0,993	Прилична неудобност
8	0,367	Мала неудобност	0,697	Прилична неудобност	1,023	Неудобно
9	0,355	Мала неудобност	0,692	Прилична неудобност	0,921	Прилична неудобност
10	0,347	Мала неудобност	0,689	Прилична неудобност	0,951	Прилична неудобност

Табела 4.22. R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вертикалне побуде за 10 женских испитаника

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 90°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		0,8 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		1,1 m/s <sup>2</sup> г.м.с.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,396	Мала неудобност	0,733	Прилична неудобност	1,039	Неудобно
2	0,297	Без неудобности	0,599	Мала неудобност	0,972	Прилична неудобност
3	0,376	Мала неудобност	0,715	Прилична неудобност	0,964	Прилична неудобност
4	0,355	Мала неудобност	0,705	Прилична неудобност	0,955	Прилична неудобност
5	0,288	Без неудобности	0,699	Прилична неудобност	0,948	Прилична неудобност
6	0,334	Мала неудобност	0,687	Прилична неудобност	0,934	Прилична неудобност
7	0,264	Без неудобности	0,601	Мала неудобност	0,924	Прилична неудобност
8	0,321	Мала неудобност	0,672	Прилична неудобност	0,917	Прилична неудобност
9	0,289	Без неудобности	0,662	Прилична неудобност	0,908	Прилична неудобност
10	0,319	Мала неудобност	0,625	Мала неудобност	0,924	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 100°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		0,8 m/s <sup>2</sup> г.м.с.		1,1 m/s <sup>2</sup> г.м.с.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,401	Мала неудобност	0,738	Прилична неудобност	1,044	Неудобно
2	0,387	Мала неудобност	0,630	Мала неудобност	0,981	Прилична неудобност
3	0,385	Мала неудобност	0,714	Прилична неудобност	0,966	Прилична неудобност
4	0,366	Мала неудобност	0,733	Прилична неудобност	0,954	Прилична неудобност
5	0,355	Мала неудобност	0,716	Прилична неудобност	1,010	Неудобно
6	0,342	Мала неудобност	0,679	Прилична неудобност	0,947	Прилична неудобност
7	0,333	Мала неудобност	0,681	Прилична неудобност	0,95	Прилична неудобност

8	0,327	Мала неудобност	0,652	Прилична неудобност	1,016	Неудобно
9	0,331	Мала неудобност	0,666	Прилична неудобност	0,922	Прилична неудобност
10	0,324	Мала неудобност	0,677	Прилична неудобност	0,938	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 110°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,409	Мала неудобност	0,741	Прилична неудобност	1,056	Неудобно
2	0,387	Мала неудобност	0,77	Прилична неудобност	0,983	Прилична неудобност
3	0,399	Мала неудобност	0,734	Прилична неудобност	0,964	Прилична неудобност
4	0,367	Мала неудобност	0,759	Прилична неудобност	1,024	Неудобно
5	0,366	Мала неудобност	0,714	Прилична неудобност	0,957	Прилична неудобност
6	0,354	Мала неудобност	0,671	Прилична неудобност	1,011	Неудобно
7	0,366	Мала неудобност	0,682	Прилична неудобност	0,983	Прилична неудобност
8	0,347	Мала неудобност	0,666	Прилична неудобност	1,015	Неудобно
9	0,324	Мала неудобност	0,651	Прилична неудобност	0,901	Прилична неудобност
10	0,337	Мала неудобност	0,672	Прилична неудобност	0,941	Прилична неудобност

Табела 4.23. R.m.s. вредности пондерисаног убрзања и оцена осцилаторне удобности под утицајем вишеосне побуде за 10 женских испитаника

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 90°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,411	Мала неудобност	0,758	Прилична неудобност	1,065	Неудобно
2	0,402	Мала неудобност	0,748	Прилична неудобност	0,999	Прилична неудобност
3	0,393	Мала неудобност	0,733	Прилична неудобност	0,986	Прилична неудобност
4	0,374	Мала неудобност	0,727	Прилична неудобност	0,974	Прилична неудобност
5	0,367	Мала неудобност	0,725	Прилична неудобност	0,963	Прилична неудобност
6	0,296	Без неудобности	0,711	Прилична неудобност	0,958	Прилична неудобност
7	0,301	Без неудобности	0,706	Прилична неудобност	0,950	Прилична неудобност
8	0,344	Мала неудобност	0,693	Прилична неудобност	1,019	Неудобно
9	0,331	Мала неудобност	0,684	Прилична неудобност	0,933	Прилична неудобност
10	0,336	Мала неудобност	0,689	Прилична неудобност	0,944	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 100°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,419	Мала неудобност	0,765	Прилична неудобност	1,075	Неудобно
2	0,311	Без неудобности	0,768	Прилична неудобност	1,001	Неудобно
3	0,406	Мала неудобност	0,741	Прилична неудобност	0,987	Прилична неудобност
4	0,386	Мала неудобност	0,753	Прилична неудобност	1,009	Неудобно
5	0,378	Мала неудобност	0,734	Прилична неудобност	0,976	Прилична неудобност
6	0,363	Мала неудобност	0,709	Прилична неудобност	0,980	Прилична неудобност
7	0,305	Без неудобности	0,722	Прилична неудобност	0,975	Прилична неудобност
8	0,374	Мала неудобност	0,697	Прилична неудобност	1,024	Неудобно
9	0,36	Мала неудобност	0,711	Прилична неудобност	0,944	Прилична неудобност
10	0,351	Мала неудобност	0,699	Прилична неудобност	0,955	Прилична неудобност

Ред. бр.	Угао нагиба седишта 110°					
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности	г.м.с.	Оцена удобности
1	0,428	Мала неудобност	0,767	Прилична неудобност	1,076	Неудобно
2	0,411	Мала неудобност	0,789	Прилична неудобност	1,059	Неудобно
3	0,398	Мала неудобност	0,771	Прилична неудобност	1,015	Неудобно

4	0,408	Мала неудобност	0,76	Прилична неудобност	1,037	Неудобно
5	0,384	Мала неудобност	0,733	Прилична неудобност	0,987	Прилична неудобност
6	0,391	Мала неудобност	0,711	Прилична неудобност	0,995	Прилична неудобност
7	0,299	Без неудобности	0,721	Прилична неудобност	1,003	Неудобно
8	0,377	Мала неудобност	0,732	Прилична неудобност	1,029	Неудобно
9	0,366	Мала неудобност	0,709	Прилична неудобност	0,937	Прилична неудобност
10	0,358	Мала неудобност	0,697	Прилична неудобност	1,008	Неудобно

На основу претходно приказаних резултата, може се закључити да је могуће извршити оцену осцилаторне удобности датих услова седења на бази SRPS ISO 2631–1:2014 стандарда, на основу укупне r.m.s вредности пондерисаног убрзања. Експериментални подаци показују да са порастом ВМІ долази до пада укупне r.m.s. вредности пондерисаног убрзања, када се посматра анализираних 20 мушких и 10 женских испитаника. Такође, пораст угла нагиба наслона седишта води до пораста r.m.s. вредности пондерисаног убрзања, без обзира на правац деловања побуде. У петом поглављу, акценат ће бити на креирању модела који предвиђа одзив тела изложеног вибрацијама и даје оцену осцилаторне удобности помоћу вештачке интелигенције, а на основу добијених експерименталних мерења.

# 5.

## 5 МОДЕЛ ЗА ОЦЕНУ ОСЦИЛАТОРНЕ УДОБНОСТИ

Реч интелигенција потиче од латинске речи „intelligere“ што значи разумети, схватати (Legg & Hutter, 2007). Посматрајући човечанство кроз дужи временски период, може се закључити да идеја о развоју интелигентних машина, које би самостално обављале одређене врсте послова, постоји дуги низ година. Сам термин „вештачка интелигенција“ односи се на неживи систем који показује способност сналажења у новим ситуацијама. Заснована је на понашању људских бића, како би се у потпуности реплицирало људско понашање (Eletter & Yaseen, 2010). Машинско учење представља подобласт вештачке интелигенције која се бави изградњом рачунарских система који су способни да се адаптирају на нове ситуације. Ова област је последњих неколико година изузетно популарна, како у науци, тако и у индустрији.



Слика 5.1. Вештачка интелигенција, машинско учење и дубоко учење (Eletter & Yaseen, 2010)

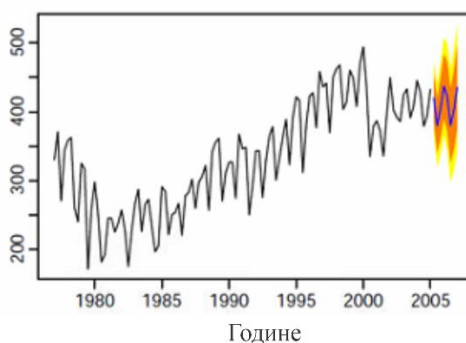
У последњој деценији, са развојем дубоког учења (енг. *deep learning*), машинско учење је довело до многих пробоја у области вештачке интелигенције, резултирајући изненађујућим перформансама рачунарских система, које превазилазе успешност људских експерата у неким доменама (слика 5.1). У оквиру овог поглавља биће приказани алгоритми машинског учења који су коришћени у предвиђању функције фреквентног одзива СТНТ.

### 5.1 ПРЕДВИЂАЊЕ НА ПРИНЦИПУ ВРЕМЕНСКЕ СЕРИЈЕ

Предвиђање је фасцинирало људе хиљадама година, и понекад се сматрало знаком божанског надахнућа, а понекад криминалном делатношћу. Предвиђање је потребно у

многим ситуацијама. Одлучивање да ли да се изгради још једна електрана у наредних пет година захтева предвиђање будуће потражње, затим, на основу обима позива у претходном месецу планира се ангажовање особља у кол центру за наредни месец.

Предвиђање временских серија је процес анализе података временских серија коришћењем статистике и моделирања. То није увек тачно предвиђање, а вероватноћа предвиђања може веома да варира, посебно када се ради о уобичајено нестабилним променљивима у подацима у временским серијама, као и факторима ван наше контроле. Принцип анализе временских серија представља специфичан начин анализе низа података који су прикупљени у одређеном интервалу. У анализи временских серија бележе се подаци у конзистентним интервалима током одређеног временског периода, а не повремено или насумично. Анализа временских серија захтева велики број података како би се обезбедила доследност и поузданост. Подаци временске серије могу да се користе за предвиђање будућих података на основу историјских података. Постоје бројни примери примене предвиђања: дневне цене акције компаније IBM, месечне падавине, квартални резултати продаје компаније Амазон или производња путничких моторних возила (слика 5.2) у Великој Британији (Hyndman & Khandakar, 2008). Приликом предвиђања података временске серије, циљ је да се процени како ће се редослед тренда криве наставити у будућности.



**Слика 5.2.** Предвиђање производње путничких моторних возила у хиљадама у Великој Британији (Hyndman & Khandakar, 2008)

Плаве линије на слици 5.2 показују прогнозе за наредне две године. Треба обратити пажњу на то како су прогнозе “ухватиле” сезонски образац виђен у претходним подацима и поновиле га за наредне две године. Наранцасто осенчена област приказује 80% интервала предвиђања, тј. очекује се да свака будућа вредност лежи у том осенченом региону са вероватноћом од 80%. Жуто осенчена област приказује 95% интервала предвиђања. Ови интервали предвиђања су користан начин за приказивање неизвесности у прогнозама. У овом случају се очекује да су прогнозе тачне, а самим тим и интервали предвиђања су прилично уског опсега.

У овој докторској дисертацији, утицај вибрација на тело човека посматран је проучавањем функција фреквентног одзива СТНТ. Коришћењем принципа анализе временских серија, могуће је предвидети тренд функција фреквентног одзива СТНТ на потпуно исти начин као да је у питању временски домен јер се посматрају скупови бројева без обзира на величину приказану на  $x$  оси. Сваку временску серију чине три компоненте/предиктори: тренд (повећана или опадајућа вредност у серији.), сезоналност (понављајући краткорочни циклус у серији) и шум (насумична варијација у серији) (Hyndman & Athanassopoulos, 2018).



У решавању великог броја предвиђања присутни су регресиони модели. У најједноставнијем случају, регресиони модел дозвољава линеарну везу између променљиве која се предвиђа,  $y$ , и једног предиктора променљиве  $x$ :

$$y_t = \beta_0 + \beta_1 x_t + \varepsilon_t, \quad 5.1$$

где коефицијенти  $\beta_0$  и  $\beta_1$  означавају пресек и нагиб праве, док  $\varepsilon_t$  означава шум.

Иако је линеарни однос погоднији за предвиђање, постоји много случајева у којима је присутан нелинеарни функционални облик. Најједноставнији начин моделирања нелинеарне везе је трансформација променљиве предвиђања,  $y$ , и/или предиктора променљиве  $x$  пре процене регресионог модела. Иако ово обезбеђује нелинеарну функционалну форму, модел је и даље линеаран по параметрима.

Најчешће коришћена трансформација је логаритам (природни). Функционални облик *log-log* је специфициран као:

$$\log \log y = \beta_0 + \beta_1 \log \log x + \varepsilon, \quad 5.2$$

У овом моделу, нагиб  $\beta_1$  се може тумачити као еластичност:  $\beta_1$  је просечна процентуална промена у која је резултат повећања  $x$  од 1%. Могу се навести и други корисни облици. *Log-linear* облик је специфициран само трансформацијом променљиве предвиђања, а *linear-log* облик се добија трансформацијом предиктора.

Познато је правило: да би се извршила логаритамска трансформација променљиве, све њене посматране вредности морају бити веће од нуле. У случају да променљива  $x$  садржи нуле, користи се трансформација  $\log(x+1)$ , тј. вредности променљиве додаје се један и затим се одређују логаритми. Ово има сличан ефекат као употреба логаритама, али избегава проблем постојања нула.

Постоје случајеви за које једноставно трансформисање података неће бити адекватно и може бити потребна општија спецификација. Онда је модел који се користи следећег облика:

$$y = f(x) + \varepsilon, \quad 5.3$$

где  $f$  представља нелинеарну функцију.

У спецификацији нелинеарне регресије која следи, дозвољено је да  $f(x)$  буде флексибилнија нелинеарна функција у поређењу са једноставном логаритамском или другом трансформацијом. Једна од најједноставнијих спецификација је да се направи  $f$  комадно линеарна (енг. *piecewise linear*). то јест, уводе се тачке у којима се нагиб функције  $f$  може променити. Ове тачке се називају чворови (енг. *knots*). Ово се може постићи писањем  $x_1, t = x$  и увођењем променљиве  $x_2, t$  тако да буде:

$$x_2, t = (x - c)_+ = \begin{cases} 0 & x < c \\ (x - c) & x \geq c \end{cases}, \quad 5.4$$

Ознака  $(x - c)_+$  означава да је вредност  $(x - c)$  позитивна за случај да је  $x$  веће или једнако  $c$ , и 0 у супротном ( $x < c$ ). Ово доводи до савијања криве у тачки  $c$ . Додатна кривина се може укључити у однос додавањем даљих варијабли горњег облика.

Најједноставнији начин фитовања нелинеарног тренда је коришћење квадратних трендова или трендова вишег реда добијених спецификацијом:

$$x_1, t = t, \quad x_2, t = t^2, \dots \quad 5.5$$

Међутим, не препоручује се да се квадратни трендови или трендови вишег реда користе у предвиђању. Када се екстраполирају, резултирајућа предвиђања могу често бити нереална. Бољи приступ је да се користи спецификација по деловима (једначина 5.4) и да се прилагоди линеарном тренду по деловима који се прелама у неком тренутку. О овоме се може размишљати као о нелинеарном тренду конструисаном од линеарних делова. Ако се тренд прелама у тренутку  $\tau$ , онда се може специфицирати једноставном заменом  $x=t$  и  $c=\tau$  у једначини 5.5, тако да се укључују предиктори у модел:

$$x_1, t = t, \quad x_2, t = (t - \tau)_+ = \begin{cases} 0 & t < \tau \\ (t - \tau) & t \geq \tau \end{cases} \quad 5.6$$

Ако су придружени коефицијенти за  $x_1, t$  и  $x_2, t$ ,  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , онда  $\beta_1$  даје нагиб тренда пре времена  $\tau$ , док је нагиб праве после времена  $\tau$  дат са  $\beta_1 + \beta_2$ . Додатне кривине се могу укључити у однос додавањем даљих променљивих облика  $(t - \tau)_+$ , где је  $\tau$  чвор или временска тачка у којој линија треба да се преломи.

### 5.1.1 ARIMA

Године 1970. математичари George Box и Gwilym Jenkins објавили су књигу “*Временске серије, предвиђања и контроле*” (енг. *Time Series: Forecasting and Control*), у којој су описали оно што је сада познато као Box-Jenkins модел (Box & Jenkins, 1970). Способност предвиђања на основу претходних запажања доноси конкурентску предност. На пример, ако организација има капацитет да боље предвиди продајне количине производа, биће у повољнијој позицији да оптимизује нивое залиха.

У домену машинског учења, једна од често коришћених фамилија стохастичких модела је ARIMA модел. ARIMA је акроним за AutoRegressive Integrated Moving Average. Општи модел се може написати као:

$$y'_t = c + \phi_1 y'_{t-1} + \dots + \phi_p y'_{t-p} + \theta_1 \varepsilon_{t-1} + \dots + \theta_q \varepsilon_{t-q} + \varepsilon_t, \quad 5.7$$

где су:  $y'_t$  – диференцирани низ величине  $y_t$  која се предвиђа у времену  $t$ ,  $\phi$  - AR коефицијент заостатка (енг. *AutoRegressive*),  $\theta$  - MA коефицијент заостатка (енг. *Moving Average*),  $c$  је средња вредност промена између узастопних тачака. Ако је  $c$  позитивно, онда средња вредност промена доводи до повећања вредности  $y_t$ . Дакле,  $y_t$  ће тежити да се креће навише. Међутим, ако је  $c$  негативан број,  $y_t$  ће тежити да се помера наниже. „Предиктори“ на десној страни претходне једначине укључују и заостале вредности  $y_t$  и грешке са кашњењем. Ово се назива ARIMA ( $p, d, q$ ) моделом, где је параметар  $p$  - ред ауторегресивног дела,  $d$  - степен укључености прве разлике, а  $q$  - редослед дела покретног просека. Исти услови стационарности и инвертибилности који се користе за моделе ауторегресије и покретног просека такође се примењују на ARIMA модел. Када почну да се комбинују компоненте на овај начин да би се формирали компликованији модели, много је лакше радити са нотацијом померања уназад (Hyndman & Athanasopoulos, 2018). ARIMA модел користи следеће претпоставке:

- Подаци треба да буду стационарни – ово значи да својства серије не зависе од времена када су подаци снимљени. Серија у облику белог шума (временске серије)

које не показују аутокорелацију) и серија са цикличним понашањем се такође могу сматрати стационарним серијама.

- Подаци треба да буду једноваријантни – ARIMA ради са једном променљивом.

Постоји неколико статистичких тестова који помажу у провери стационарности серије. Неки од њих су: *Augmented Dickey-Fuller* (ADF) тест, *Phillips-Perron* (PP) тест, *Canova Hansen* (CH) тест и други. Кораци које треба пратити приликом ARIMA моделирања су:

1. истраживачка анализа,
2. прилагођавање модела,
3. дијагностичке мере.

Као што је већ речено, потребно је да подаци буду стационарни – да својства серије не зависе од времена када су подаци снимљени. За ту сврху, у оквиру ове докторске дисертације, коришћен је *Augmented Dickey-Fuller* (ADF) тест (слика А.1, Прилог А). Коришћени су подаци неколико испитаника и добијене су сличне вредности. Резултати произвољно изабраног испитаника приказани су у табели 5.1. Према подацима из табеле, може се видети да *p*-вредност добијена тестом није мања од 0,05, тако да се не одбацује нулта хипотеза и може се закључити да је временска серија стационарна.

**Табела 5.1.** Резултати *Dickey-Fuller* теста

Статистика теста	-2,130030
<i>p</i> -вредност	0,232612
Број кашњења	7
Број коришћених запажања	109
Критична вредност (1%)	-3,491818
Критична вредност (5%)	-2,888444
Критична вредност (10%)	-2,581120

### Ауторегресиони модел

У моделу вишеструке регресије, предвиђа се променљива од интереса користећи линеарну комбинацију предиктора. У моделу ауторегресије, предвиђа се променљива од интереса користећи линеарну комбинацију претходних вредности променљиве. Термин ауторегресија указује на то да је то регресија променљиве у односу на саму себе. Дакле, ауторегресивни модел реда *p* може се записати као :

$$y_t = c + \phi_1 y_{t-1} + \phi_2 y_{t-2} + \dots + \phi_p y_{t-p} + \varepsilon_t, \quad 5.8$$

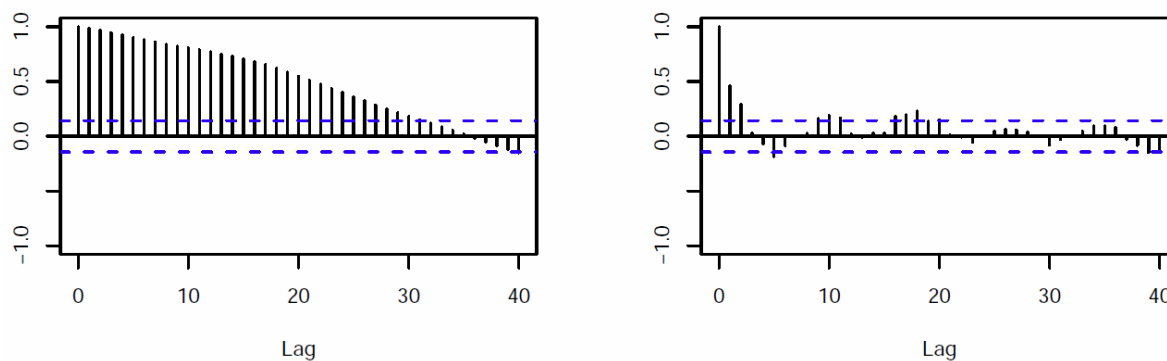
где је  $\varepsilon_t$  - бели шум. Дефинише се као вишеструка регресија, али са претходним вредностима  $y_t$  као предикторима. Ово се назива  $AR(p)$  моделом, ауторегресивним моделом реда *p*. Ауторегресивни модели су изузетно флексибилни у руковању широким спектром различитих образаца временских серија. Промена параметара  $\phi_1, \dots, \phi_p$  резултира различитим обрасцима временских серија. Варијанса грешке  $\varepsilon_t$  ће променити само скалу серије, не и обрасце (Hyndman & Athanasopoulos, 2018).

### Диференцирање

Диференцирање у статистици је трансформација примењена на податке временске серије како би их учинили стационарним. Ово омогућава да својства не зависе од времена посматрања, елиминишући тренд и сезоналност и стабилизујући средњу

вредност временске серије. Параметар модела  $d$ , или степен диференцирања, представља број колико су се пута диференцирала необрађена (сирова) посматрања.

На слици 5.3 може се уочити да је квартални бруто национални доходак Сједињених Америчких Држава нестационаран на слици лево, али су дневне промене стационарне на слици десно. Ово показује један начин да се нестационарна временска серија учини стационарном, што се лако може добити израчунавањем разлика између узастопних тачака посматрања, познато као процес диференцирања.



**Слика 5.3.** Бруто национални доходак Сједињених Америчких Држава (лево) и дневна промена (десно) (Paige & Trindade, 2010)

Трансформације као што су логаритми могу помоћи да се стабилизује варијанса временске серије. Диференцирање може помоћи у стабилизацији средње вредности временске серије уклањањем промена у нивоу временске серије и самим тим елиминисањем (или смањењем) тренда и сезоналности.

#### Модел случајног хода

Диференцирана серија је низ промена између узастопних посматрања у оригиналној серији и може се написати као:

$$y'_t = y_t - y_{t-1}, \quad 5.9$$

Диференцирана серија ће имати само  $t - 1$  вредности, пошто није могуће израчунати разлику  $y_{t-1}$  за прво посматрање. Када је диференцирана серија белог шума, модел за оригиналну серију се може написати као:

$$y_t - y_{t-1} = \varepsilon_t, \quad 5.10$$

где  $\varepsilon_t$  означава бели шум. Ово преуређење доводи до модела случајног хода (енг. *random walk model*):

$$y_t = y_{t-1} + \varepsilon_t, \quad 5.11$$

Модел случајног хода се широко користе за нестационарне податке, посебно финансијске и економске податке. Насумичне промене обично имају:

- дуге периоде очигледних трендова навише или наниже и
- нагле и непредвидиве промене смера.

Прогнозе из модела случајног хода једнаке су последњем запажању, пошто су будућа кретања непредвидљива и подједнако је вероватно да ће ићи навише или наниже. Дакле, модел случајног хода подржава наивна предвиђања (Hyndman & Athanasopoulos, 2018).

### Модел покретног просека

Уместо да користи претходне вредности променљиве у регресији, модел покретног просека користи претходне грешке прогнозе у моделу сличном регресији:

$$y_t = c + \varepsilon_t + \theta_1 \varepsilon_{t-1} + \theta_2 \varepsilon_{t-2} + \dots + \theta_q \varepsilon_{t-q}, \quad 5.12$$

где је  $\varepsilon_t$  бели шум. Ово се назива  $MA(q)$  моделом, моделом покретног просека реда  $q$ . Наравно, не посматрају се вредности  $\varepsilon_t$ , тако да то заправо није регресија у уобичајеном смислу. Треба обратити пажњу да се свака вредност  $y_t$  може сматрати пондерисаним покретним просеком последњих неколико грешака у предвиђању. Међутим, моделе покретног просека не треба мешати са углачавањем (енг. *smoothing*) покретног просека. Модел покретног просека се користи за предвиђање будућих вредности, док се поравнање покретног просека користи за предвиђање циклуса тренда прошлих вредности.

ARIMA обично показује веома добре резултате, али лоша страна је сложеност. Подешавање и оптимизација ARIMA модела је често рачунарски скупо и успешни резултати могу зависити од вештине и искуства прогнозера (Hyndman & Athanasopoulos, 2018).

### Несезонски ARIMA модел

Ако се комбинује диференцирање са ауторегресијом и моделом покретног просека, добија се несезонски ARIMA модел. Пун модел се може написати као:

$$y'_t = c + \phi_1 y'_{t-1} + \phi_p y'_{t-p} + \theta_1 \varepsilon_{t-1} \dots + \theta_q \varepsilon_{t-q} + \varepsilon_t, \quad 5.13$$

где  $y'_t$  представља диференцирани низ. „Предиктори“ на десној страни укључују и заостале вредности  $y_t$  и грешке кашњења. Ово се назива ARIMA ( $p, d, q$ ) моделом, где су:

$p$  - ред (енг. *order*) ауторегресивног дела,

$d$  - степен првог диференцирања,

$q$  - ред покретног просека (Hyndman & Athanasopoulos, 2018).

## **5.1.2 Facebook Prophet**

*Prophet* софтвер су интерно развили у компанији Facebook, Sean J. Taylor и Ben Letham како би се превазишла два проблема са којима се често сусрећу друге методологије предвиђања: доступнији алати за аутоматско предвиђање су били превише нефлексибилни и нису могли у обзир да узму додатне претпоставке, а робуснији алати за предвиђање су захтевали искусног аналитичара са специјализованим вештинама из области науке о подацима. *Facebook* је имао превелику потражњу за висококвалитетним пословним прогнозама, а њихови аналитичари нису били у могућности то да пружи. 2017. године, *Facebook* је јавности представио *Prophet* као софтвер отвореног кода.

*Prophet* је дизајниран да оптимално ради са задацима пословног предвиђања, који имају било који од следећих атрибута:

- подаци временске серије снимљени на сатном, дневном или недељном нивоу са идеалном историјом података од најмање целе године,
- јаки сезонски ефекти који се јављају свакодневно, недељно и/или годишње,
- празници и други посебни једнократни догађаји који не прате обавезно сезонске обрасце, али се јављају нередовно,
- недостајући подаци и одступања,
- значајне промене тренда до којих може доћи са лансирањем нових функција производа,
- трендови који се асимптотски приближавају горњој или доњој граници.

*Prophet* обично производи веома квалитетне предикције. Веома је прилагодљив и приступачан за аналитичаре података без претходне експертизе у временским серијама података. Као што се може видети у каснијим поглављима, подешавање *Prophet* модела је веома интуитивно. У суштини, *Prophet* је модел адитивне регресије. То значи да је модел једноставан збир неколико (опционих) компоненти.

*Prophet* модел предвиђања се може разложити на три главне компоненте: тренд, сезоналност и празнике (енг. *holidays*). Они су комбиновани у следећој једначини:

$$y(t) = g(t) + s(t) + h(t) + \epsilon_t, \quad 5.13$$

где су:  $g(t)$  део по део линеарна (енг. *piecewise-linear*) или логистичка крива раста за моделирање непериодичних промена у временским серијама,  $s(t)$  - периодична промена,  $h(t)$  - ефекти празника са неправилним распоредом и  $\epsilon_t$  - грешка која узима у обзир све необичне промене које модел не прихвата. Користећи време као регресор, *Prophet* покушава да уклопи неколико линеарних и нелинеарних функција времена као компоненте. Моделирање сезоналности као адитивне компоненте је користио исти приступ примењен експоненцијалним поравњањем у *Holt-Winters* техници. У ствари, проблем предвиђања заокружује се као вежба прилагођавања криве. Тренд се моделира уклапањем део по део линеарне криве преко тренда или непериодичног дела временске серије.

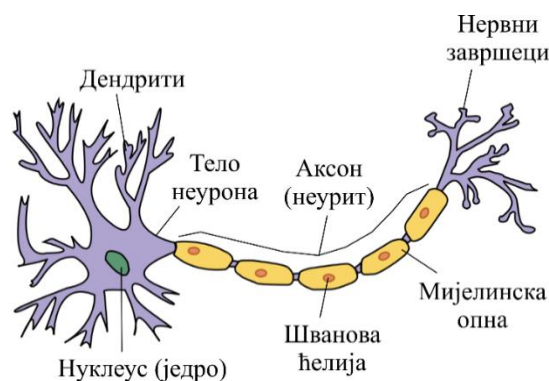
### 5.1.3 Неуронске мреже

Неуронске мреже се могу описати као релативно нови концепт који се користи у анализи података. Њихова широка примена се огледа у друштвеним и техничким наукама, економији и многим другим областима. Истраживања и развој вештачких неуронских мрежа су засновани на постојећим сазнањима о начину функционисања човечијег мозга. Неуронске мреже су настале као резултат споја неколико различитих праваца истраживања: обраде сигнала, неуробиологије и физике. Оне представљају типичан пример интердисциплинарне области. Постоје две категорије неуронских мрежа: вештачке и биолошке.

Вештачке неуронске мреже (енг. *Artificial Neural Networks* - ANN) су сличне биолошким неуронским мрежама, како по самој структури, тако и по функцији и начину обраде информација. Једна од најважнијих особина неуронских мрежа јесте способност да уче на ограниченом скупу примера. Вештачке неуронске мреже су мреже које су вођене подацима тако да квалитет модела зависи и од количине података.

Нервни систем живих бића представља пример биолошких неуронских мрежа. Мозак човека поседује  $10^{11}$  нервних ћелија - неурона. Нервне ћелије мозга су међусобно повезане чиме се омогућава извршавање многих процеса као што су дисање, говор,

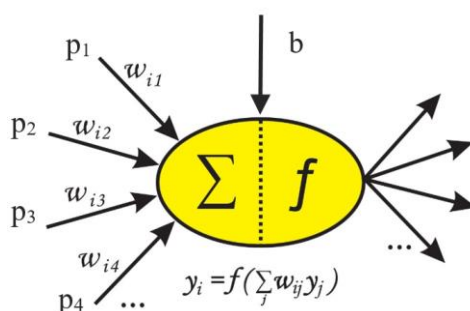
размишљање, итд. На слици 5.4 је приказана структура једног биолошког неурона (Радовић, 2015).



Слика 5.4. Структура биолошког неурона (Радовић, 2015)

Неурон чини тело и две врсте наставка: дендрита и аксона. Дендрити представљају кратке разгранате наставке који имају улогу да доводе сигнал до неурона, док је аксон дугачки продужетак који одводи сигнал од неурона до следећег неурона. Синапса представља тачку контакта аксона једне ћелије и дендрита друге ћелије. Неурон је по својој суштини јединица за прорачун која добија одређен број улаза, обрађује их и прослеђује даље како би се израчунавање наставило.

Као што је већ речено, вештачке неуроне одликују једноставна структура и функције сличне биолошким неуронима. Тело неурона се назива чвор или јединица. На слици 5.5 је приказан модел вештачког неурона.



Слика 5.5. Модел вештачког неурона (прилагођено према Siddique et al., 2018)

Излаз из неурона гласи:

$$y = f(g) \tag{5.14}$$

$$g = \sum_{i=1}^n p_i w_i + b$$

где су:  $p_1, p_2 \dots p_n$  - улазни сигнали,

$w_1, w_2, \dots, w_n$  - тежински коефицијенти,

$b$  - праг активације и

$f$  - активациона функција.

Вештачки неурон се састоји од три главне структурне компоненте: улазног, скривеног и излазног слоја. Први слој вештачког неурона је улазни слој који одговара дендритима биолошког неурона. Он даље преноси информације следећем слоју. Следећи слој је скривени слој. Он представља средњи слој између улазног и излазног слоја. Скривени слој повезује ова два слоја преко одређених коефицијената (тежина). Сваки скривени слој се састоји од одређеног броја неурона, који се називају и чворови. Избор броја неурона у скривеном слоју ANN се генерално постиже методом покушаја и грешке. Иако не постоји одређени број неурона који ће се користити, коришћење премало неурона у скривеном слоју може довести до смањења способности учења ANN. Међутим, превише неурона у скривеном слоју може довести до меморисања или претераног прилагођавања података обуци, што на крају смањује способност генерализације ANN.

Процес пројектовања неуронске мреже одвија се кроз итеративно коришћење примера са познатим циљевима. Овај процес се зове учење или обука. Процес учења/обуке почиње пријемом сигнала са улазног слоја. Ови улази се множе са тежинским факторима и сабирају у скривеном слоју. Затим, резултати се шаљу на излазни слој (Damiani, 2020).

Да би се направио један модел вештачке неуронске мреже прво треба дефинисати архитектуру мреже, што подразумева број неурона у улазном и излазном слоју, број скривених слојева, као и број неурона у скривеним слојевима. Број улазних и излазних променљивих одређује се на основу проблема које треба сагледати.

### 5.1.3.1 Перцептрон

Перцептрон је математички модел базиран на поједностављеним претпоставкама о раду појединачног биолошког неурона. Алгоритам перцептрона је дизајниран да класификује визуелне улазе, категоришући субјекте у један од два типа и раздвајајућу групе линијом. Класификација представља важан део машинског учења. Постоје два типа перцептрона:

- једнослојни и
- вишеслојни.

Једнослојни перцептрони могу научити само линеарно одвојиве узорке. Једнослојни перцептрон је представљао први модел неуронске мреже. Њега је 1958. године предложио Frank Rosenbluth. Једнослојни перцептрон је био један од најранијих модела за учење. Он се одређује израчунавањем суме улазног вектора помноженог одговарајућим елементом вектора, при чему сваки повећава количину одговарајуће компоненте вектора по тежини. Вредност која се приказује на излазу представља улаз функције за активирање.

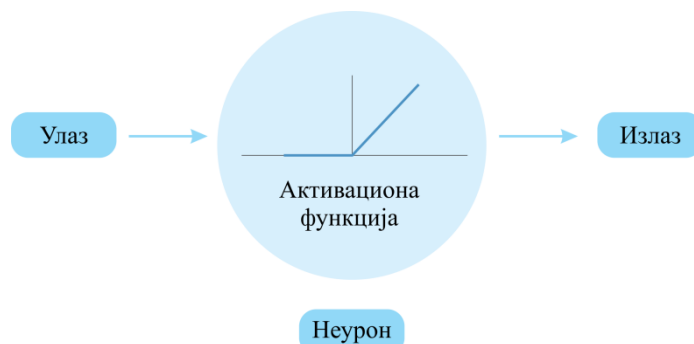
Алгоритам за учење перцептрона се зауставља чим се достигне линеарна одвојивост између улазних података. *Pocket* перцептрон је модификација перцептрон правила која снима најбољи вектор тежина у такозвани „џеп“ (енг. *pocket*) док наставља да учи. Тежине се мењају само ако се нађе бољи вектор тежина. Још један облик варијације перцептрона је оптимални (енг. *optimal*) перцептрон. Овај перцептрон може да нађе више решења линеарног одвајања решења, уз помоћ равни која омогућава највећу толеранцију. Раван се дефинише уз помоћ специјалних вектора подршке.

### 5.1.3.2 Типови активационих функција

Активационе функције су најважнији део сваке неуронске мреже (слика 5.6). Оне дефинишу излаз улаза или скупа улаза. У основи оне одлучују да активирају или деактивирају неуроне како би добили жељени излаз. Такође, врше нелинеарну трансформацију на улазу да би се добили бољи резултати на неуронској мрежи. Оне



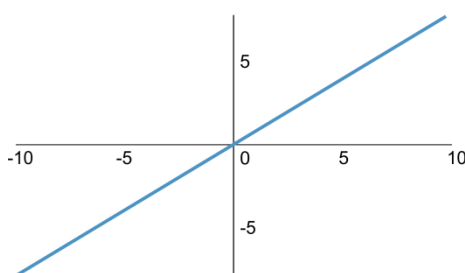
помажу да се дефинише излаз било ког улаза у дефинисаном опсегу. Морају бити ефикасне и требало би да скрате време рачунања, јер се неуронска мрежа некада обучава и на милион тачака података. Неурон је математичка операција која свој улаз множи својим тежинама, а затим збир прослеђује другим неуронима кроз активациону функцију.



Слика 5.6. Блок шема неуронске мреже

### Линеарна активациона функција неуронске мреже

Линеарна активациона функција (слика 5.7) неуронске мреже представља једноставну праволинијску активациону функцију, где је функција директно пропорционална пондерисаном збиру неурона или улаза. Линеарне активационе функције су боље у давању широког спектра активације. У бинарном систему, неурон се или активира или не. Облик ове функције је:  $Y = mZ$ , где је извод по  $Z$  константа  $m$ .



Слика 5.7. Линеарна активациона функција (Feng et al., 2019)

### Нелинеарна активациона функција неуронске мреже

Разликује се пет типова нелинеарних активационих функција неуронских мрежа:

- *ReLU* – (ректифицивана) линеарна активациона функција,
- линеарна активациона функција са пропуштањем (*Leaky ReLU*),
- сигмоидна активациона функција,
- хиперболичка тангентна активациона функција (*Tanh*),
- *Softmax* активациона функција.

Примери неких активационих функција су приказани на слици 5.8.

#### *Сигмоидна активациона функција (Sigmoid)*

Сигмоидна активациона функција, слика 5.8 а), представља једну од најчешће коришћених активационих функција. Она увек даје излазе између 0 и 1. Користи се у ситуацијама када је потребно да се донесе одлука или да се предвиди неки излаз. Израз

за сигмоидну функцију гласи:  $f(x) = 1/(1+e^{-x})$ . Сигмоидна функција је математичка функција која има криву у облику латиничног слова S. Постоји низ уобичајених сигмоидних функција, као што су: логистичка, хиперболичка, тангентна и аркус тангентна функција.

У машинском учењу, термин сигмоидна функција се обично користи када се односи на логистичку функцију, која се такође назива логистичка сигмоидна функција. Све сигмоидне функције имају својство да мапирају целу бројевну праву у мали опсег као нпр. 0 и 1 или -1 и 1. Једна употреба сигмоидне функције је претварање реалне вредности у ону која се може тумачити као вероватноћа.

#### *Хиперболичка тангентна активациона функција (Tanh)*

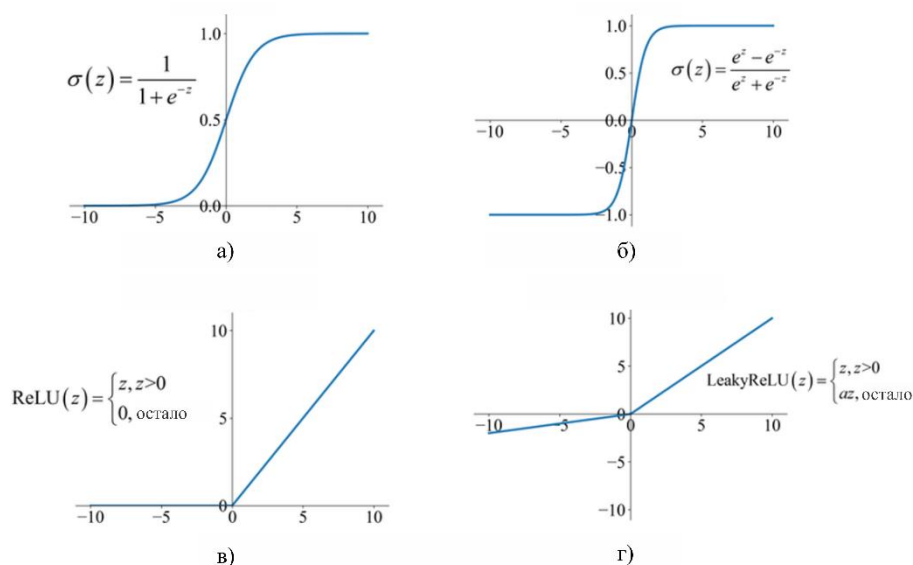
Хиперболичка тангентна активациона функција, слика 5.8 б) је, у смислу предвиђања, нешто боља од сигмоидне функције. Као и сигмоидна функција, она се користи за предвиђање или разликовање између две класе. Међутим, она пресликава негативан улаз само у вредност која се креће од -1 до 1.

#### *Ректификована линеарна активациона функција (ReLU)*

Ректификована линеарна активациона функција или ReLU, слика 5.8 в), је у тренутно најчешће коришћена активациона функција, чије се вредности крећу од нула до бесконачности. За ректификовану линеарну активациону функцију се сматра да је боља од својих претходника, као што су то сигмоидна и тангентна активациона функција. Једноставна формула за описивање ректификоване линеарне активационе функције гласи:  $f(x) = \max(0, x)$ . Функција има вредност 0 ако прими било који негативан улаз, али за било коју позитивну вредност  $x$ , задржава ту вредност. Тако даје излаз који има опсег од 0 до бесконачности.

#### *Ректификована линеарна активациона функција са пропуштањем (Leaky ReLU)*

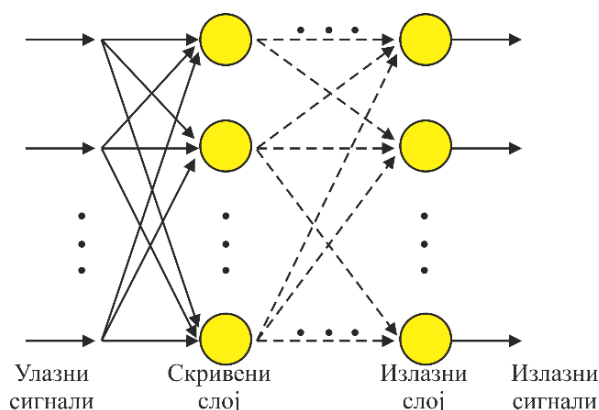
Активациона функција са пропуштањем (*Leaky ReLU*), слика 5.8 г), је побољшана верзија ректификоване линеарне активационе функције (*ReLU*). Формула за ову активациону функцију гласи:  $f(x) = \max(0.01 \cdot x, x)$ . Ова функција узима вредност  $x$  ако прими било који позитиван улаз, док за било коју негативну вредност  $x$ , узима вредност која износи  $0,01 \cdot x$ . Тако даје излаз и за негативне вредности. Активациона функција са пропуштањем има способност да задржи одређени степен негативних вредности које прима. Овај проширени опсег излаза даје нешто већу флексибилност модела.



**Слика 5.8.** Примери активационих функција: а) сигмоидна; б) тангентна; в) ректификована линеарна; г) ректификована линеарна са пропуштањем (Feng et al., 2019)

### 5.1.3.3 Неуронске мреже без повратних веза

Неуронске мреже без повратних веза су вештачке неуронске мреже у којима везе између јединица не формирају циклус (слика 5.9). Оне су биле прве врсте вештачких неуронских мрежа које су откривене, а једноставније су од рекурентних неуронских мрежа. Зову се „унапред“ или без повратних веза јер информације путују само напред у мрежи (без петљи), прво кроз улазне чворове, затим кроз скривене чворове (ако постоје) и на крају, кроз излазне чворове. Неуронске мреже „унапред“ или неуронске мреже без повратних веза се првенствено користе за надгледано учење у случајевима када подаци који се уче нису ни секвенцијални ни временски зависни. То значи да, неуронске мреже „унапред“ израчунавају функцију  $f$  на улазу  $x$  фиксне величине, тако да је  $f(x) = y$  за обуку парова  $(x, y)$ . С друге стране, рекурентне неуронске мреже уче секвенцијалне податке, рачунајући  $g$  на улазу променљиве дужине  $X_k = \{x_1, \dots, x_k\}$ , тако да је  $g(X_k) \approx y_k$  за тренирање парова  $(X_n, Y_n)$  за  $1 \leq k \leq n$ .

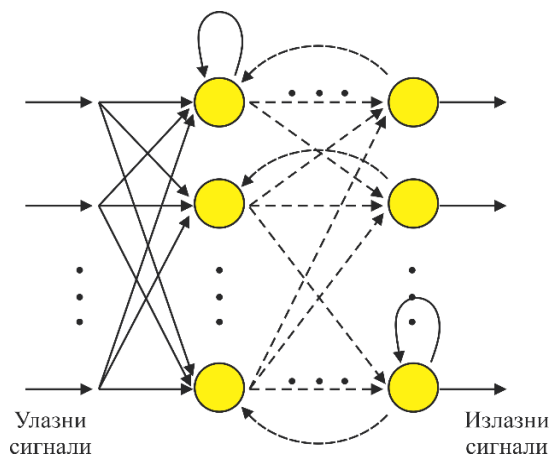


**Слика 5.9.** Неуронске мреже без повратних веза (адаптирано према Che et al., 2011)

### 5.1.3.4 Неуронске мреже са повратним везама

Алгоритам неуронских мрежа са повратним везама (слика 5.10) је генерализација методе најмањег квадрата који модификује тежине мреже како би минимизирао средњу

квадратну грешку између жељених и стварних излаза мреже. Неуронске мреже са повратним везама користе надгледано учење у коме се мрежа обучава коришћењем података за које су познати улази, као и жељени излази. Једном обучене, тежине мреже се не мењају и могу се користити за израчунавање излазних вредности за нове улазне узорке. Процес напредовања укључује представљање улазног узорка неуронима улазног слоја, који прослеђују улазне вредности на први скривени слој. Сваки од чворова скривеног слоја израчунава пондерисани збир својих улаза, пропушта збир кроз своју функцију активације и шаље резултат излазном слоју.



Слика 5.10. Неуронске мреже са повратним везама (адаптирано према Che et al., 2011)

### 5.1.3.5 Учење неуронских мрежа

Учење неуронских мрежа се дефинише као рачунска парадигма, где се капацитет за решавање датог проблема изграђује претходним примерима. Основна идеја настанка машинског учења је доношење закључака који су засновани на случајевима, што је процес закључивања проблема упућивањем на сличне претходне случајеве. Примери који се користе за изградњу капацитета називају се примери обуке, а процес се назива учењем. Процес решавања стварних проблема након учења примера обуке назива се генерализација. *Класификација* представља процес разврставања ставки у једну или неке од унапред дефинисаних категорија. *Регресија* је процес процене континуиране вредности или вредности на основу тренутних улазних фактора. *Груписање* означава процес сегментирања целе групе у подгрупе на основу сличности међу ставкама, као задатак на који се примењују алгоритми ненадгледаног учења.

Надгледано учење се може поменути као први тип машинског учења. Код овог типа учења, претпоставља се да су сви претходни примери, који се називају примери обуке, означени. Надгледано учење се обично примењује за класификацију података и регресије. Као пример класификационог проблема може се навести излазна варијабла категорије као што је „црвена“ или „плава“, или „болест“ или „без болести“. Пример регресије може бити излазна променљива која има стварну вредност, као што су „долари“ или „тежина“. Неки од популарних примера надгледаног учења су:

- линеарна регресија за проблеме регресије,
- случајни шум за проблеме класификације и регресије,
- метода потпорних вектора за проблеме класификације.

Надгледано учење је тип машинског учења који се најчешће помиње у многим истраживањима.

Ненадгледано учење представља други тип парадигме учења и углавном се третира заједно са надгледаним учењем. Код ове врсте учења се претпоставља да су сви примери обуке неозначени. Важно је дефинисати метрику сличности међу примерима, јер се неозначени примери уче у зависности од њихове сличности. Примена алгоритама ненадгледаног учења се користи код груписања података. Проблеми ненадгледаног учења се могу поделити у проблеме груписања и проблеме асоцијације.

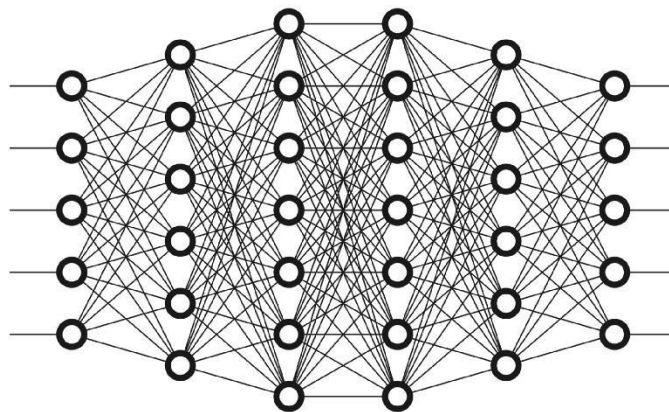
- *Кластеризација (груписање)*: проблем груписања је место где желите да откријете нераздвојива груписања у подацима, као што је, на пример, груписање купаца по понашању при куповини.
- *Асоцијација*: проблем учења правила асоцијације је место где желите да откријете правила која описују велике делове података, као што су људи који купују X, такође имају тенденцију да купују и Y.

#### 5.1.4 Дубоке неуронске мреже

Учење дубоких неуронских мрежа је скуп техника у домену машинског учења који покушава да се бави апстракцијама модела високог нивоа у подацима користећи архитектуру модела које садрже различите нелинеарне трансформације. Модели дубоког учења постигли су завидне резултате у апликацијама компјутерске визије (енг. *computer vision*) и обради природних језика (енг. *natural language processing*).

Бројне методе машинског учења користе плитке архитектуре као што су једноставне неуронске мреже у односу на логистичку регресију, метод потпорних вектора (енг. *support-vector machine*) и многе друге. Међутим, понекад ове методе нису у стању да открију смислене обрасце користећи многодимензионални улаз, као што су видео снимци или слике. Стохастичке мреже са повратним везама и градијентни спуст су две технике оптимизације које се користе за учење тежинских коефицијената у неуронској мрежи. Пропагација уназад је једноставан метод за подешавање тежинских коефицијената вештачке неуронске мреже током процеса обуке. Пропагација уназад мења тежине користећи коначни резултат. Она израчунава градијент функције губитка користећи добијене тежине, што се назива стохастичка пропагација уназад.

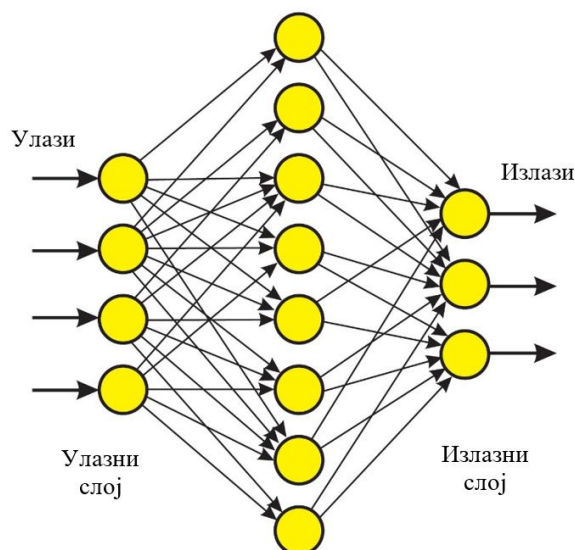
Дубоко учење неуронских мрежа се моделује коришћењем различитих слојева нелинеарних процесорских јединица. Овде се модел дубоког учења састоји од различитих стекова једноставнијих модула (слика 5.11) који се уносе у учење за израчунавање мапирања улазно-излазних података. Сваки слој представља скуп карактеристика на вишем нивоу формирајући хијерархијску репрезентацију.



Слика 5.11. Модел дубоког учења са стековима једноставних модула (Tur et al., 2012)

### 5.1.4.1 Вишеслојни перцептрон

Вишеслојни перцептрон (енг. *multi layer perceptron*), поред улазног и излазног, има и најмање један скривени слој неурона. У пракси се користе мреже са највише 3 скривена слоја. На слици 5.12 је приказан општи модел вишеслојног перцептрона.



Слика 5.12. Вишеслојни перцептрон (Gardner & Dorling, 1998)

Вишеслојни перцептрони дуги низ година имају успешну примену у решавању сложених и различитих проблема. Одликују их три карактеристике:

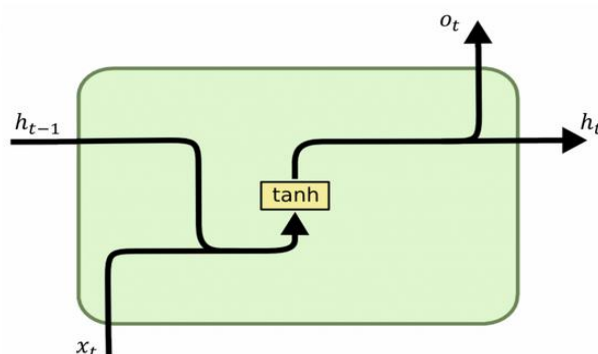
- 1) модел сваког неурона у излазним и скривеним слојевима мреже укључује активациону функцију,
- 2) мрежа садржи један или више слојева скривених неурона који не припадају ни делу улаза ни, излаза мреже (скривени неурони дају могућност учења комплексних задатака),
- 3) мрежа показује висок степен повезаности одређен тежинским коефицијентима, односно синапсама мреже.

### 5.1.4.2 Рекурентне неуронске мреже

Рекурентне неуронске мреже (енг. *Recurrent Neural Networks, RNN*) су неуронске мреже у којима излази неуронских елемената наредних слојева имају синаптичке везе са неуронима претходних слојева. Ово доводи до могућности узимања у обзир резултата трансформације информација од стране неуронске мреже у претходној фази за обраду улазног вектора у следећој фази рада мреже. Мреже које се понављају могу се користити за решавање проблема предвиђања и контроле. Најпознатије три архитектуре су: стандардна рекурентна мрежа (енг. *Standard RNN*), рекурентна јединица са капијама (енг. *gated recurrent unit - GRU*) и рекурентна мрежа са меморијском ћелијом (енг. *long-short term memory - LSTM*).

#### Стандардна рекурентна неуронска мрежа - *Standardna RNN*

Архитектура стандардне *RNN* показује да понављајући модул има веома једноставну структуру, само један *tanh* слој (слика 5.13). Улазни вектор је обележен са  $x_t$ , скривени слој са  $h_t$ , док  $o_t$  представља излазни вектор.



Слика 5.13. Стандардна RNN архитектура (Madaeni et al., 2021)

Архитектура стандардне RNN се може приказати следећим једначинама:

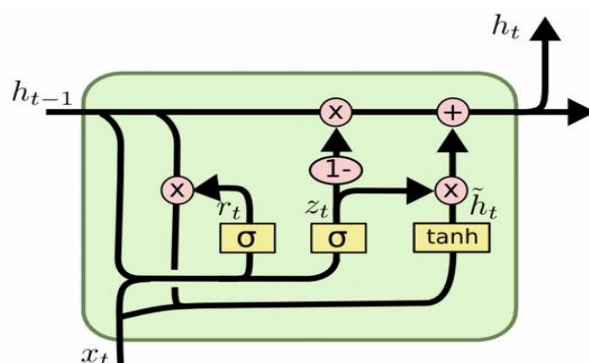
$$\begin{aligned} h_t &= \tanh(W_i[h_{t-1}; x_t] + b_i) \\ o_t &= \text{softmax}(W_y h_t + b_y) \end{aligned} \quad 5.15$$

где су:  $W_i$  тежинска матрица која параметризује везе улазних вектора,  $W_y$  тежинска матрица која параметризује везе излазног вектора,  $b_i$  померај улазних вектора, а  $b_y$  померај излазног вектора.

GRU и LSTM мреже имају понављајуће модуле попут класичне RNN мреже, али модули који се понављају имају другачију структуру. Кључна идеја, и за GRU, и за LSTM је стање меморијске ћелије. Омогућава обема мрежама да задрже било коју информацију без већих губитака. Мреже такође имају капије, које помажу да се регулише проток информација до стања ћелије. Ове капије могу научити који су подаци у низу важни, а који нису. Радећи то, оне преносе информације у дугим низовима.

#### Рекурентна јединица са капијама - GRU

GRU архитектура (слика 5.14), добила је назив „рекурентна јединица с капијама“ јер садржи такозване, капије. Капије, ознака  $r_t$  и  $z_t$ , има сврху управљања протоком информација.



Слика 5.14. Основна GRU архитектура (Cho et al., 2014)

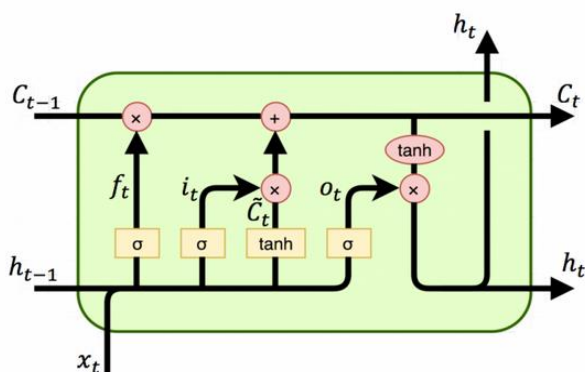
Поред две капије  $z_t$  и  $r_t$ , ова архитектура садржи и меморијску ћелију  $h_t$  која има задатак да преноси информације о претходним елементима низа. Капија  $z_t$  служи за обнову ћелија, док капија  $r_t$  служи за одређивање релевантности појединих вектора. За случај једне итерације могу се написати следеће једначине:

$$\begin{aligned}
z_t &= \sigma(W_z[h_{t-1}; x_t] + b_z) \\
r_t &= \sigma(W_r[h_{t-1}; x_t] + b_r) \\
\tilde{h}_t &= \tanh(W_h[r_t \cdot h_{t-1}; x_t] + b_h) \\
h_t &= z_t \cdot \tilde{h}_t + (1 - z_t) \cdot h_{t-1}
\end{aligned}
\tag{5.16}$$

где су:  $\sigma$  – сигмоидна функција,  $\tanh$  – тангентна функција,  $W_z, W_r, W_h$  – тежинске матрице,  $b_z, b_r, b_h$  – помераји вектора,  $h_{t-1}$  – меморијска ћелија претходног стања,  $\tilde{h}_t$  – вектор активационих вредности.

### Дуга краткорочна меморија - LSTM

LSTM мрежу (слика 5.15) су 1997. године представили Hochreiter и Schmidhuber као начин за решавање проблема нестајања и експлодирања градијената. Модел је сличан обичној рекурентној неуронској мрежи, али уместо перцептрона, има такозвану LSTM ћелију у слоју рекурентне неуронске мреже. LSTM ћелија се на неки начин може сматрати "подмрежом" која се опет понавља. Свака таква подмрежа има свој систем управљачких кола, који се састоји од улазне капије, кола заборављања и излазног кола. Ова кола заједно регулишу проток информација ка и из такозваног унутрашњег стања ћелије.



Слика 5.15. Основна LSTM архитектура (Hochreiter & Schmidhuber, 1997)

У процесу рачунања идућег елемента прослеђују се две вредности, уместо једне, и то  $c_t$  – вектор стања ћелије и  $h_t$  – излазни вектор. LSTM има троја врата и то:  $i_t$  (улаз вектора активације капије) - која скалирају утицај новоизрачунате ћелије  $\tilde{C}_t$  (вектор за активирање улаза ћелије),  $f_t$  (вектор активације капије), која одређују да ли ће претходно израчунати  $h_{t-1}$  заборавити део информација и врата  $o_t$  која одређују које ће информације бити прослеђене следећем слоју као променљива  $h_t$ .

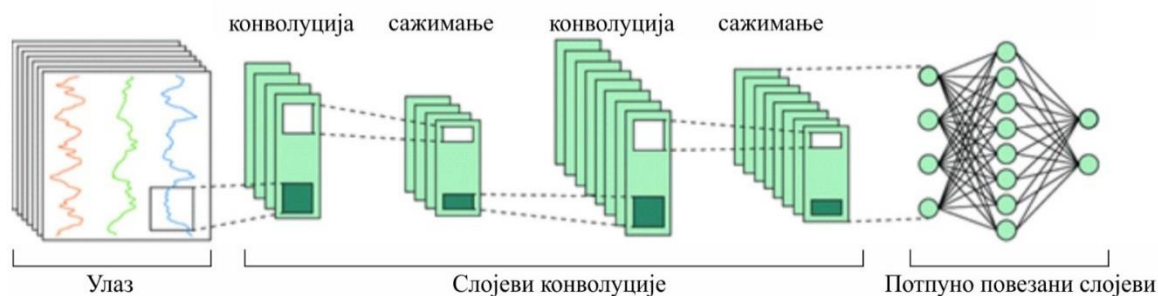
$$\begin{aligned}
f_t &= \sigma(W_f[h_{t-1}; x_t] + b_f) \\
i_t &= \sigma(W_i[h_{t-1}; x_t] + b_i) \\
o_t &= \sigma(W_o[h_{t-1}; x_t] + b_o) \\
\tilde{C}_t &= \tanh(W_c[h_{t-1}; x_t] + b_c) \\
C_t &= i_t \cdot \tilde{C}_t + f_t \cdot C_{t-1} \\
h_t &= o_t \cdot \tanh(C_t)
\end{aligned}
\tag{5.17}$$



Иако је LSTM развијен много раније од GRU, обе архитектуре се и данас често користе. GRU је једноставнији и самим тим бржи, али LSTM има више снаге за сложеније проблеме.

### 5.1.4.3 Конволуционе неуронске мреже

Конволуционе неуронске мреже (енг. *convolutional neural network*) представљају истраживачки атрактиван домен у широкој области вештачке интелигенције. Према својој архитектури такође се сврставају у дубоке неуронске мреже. Конволуционе неуронске мреже које је увео LeCun (LeCun & Bengio, 1995) су донеле револуцију у обради слика и сигнала. Састоје се од улазног слоја, скривених слојева и излазног слоја (слика 5.16). У било којој неуронској мрежи неповратних веза, сви средњи слојеви се називају скривеним, јер су њихови улази и излази маскирани функцијом активације и коначном конволуцијом. У конволуцијској неуронској мрежи, скривени слојеви укључују слојеве који изводе конволуције. Обично ово укључује слој који изводи тачкасти производ конволуционог језгра са улазном матрицом слоја. Овај производ је обично Фробениусов унутрашњи производ, а његова активациона функција је обично ReLU. Како конволуционо језгро клизи дуж улазне матрице за слој, операција конволуције генерише мапу обележја, која заузврат доприноси уносу следећег слоја. Након тога следе други слојеви као што су слојеви сажимања (енг. *pooling*), потпуно повезани слојеви и слојеви нормализације.



Слика 5.16. Типична архитектура конволуцијских неуронских мрежа (Fakhrulddin et al., 2017)

## 5.2 ИЗРАДА МОДЕЛА ЗА ОЦЕНУ ОСЦИЛАТОРНЕ УДОБНОСТИ ПРИМЕНОМ ВЕШТАЧКИХ НЕУРОНСКИХ МРЕЖА

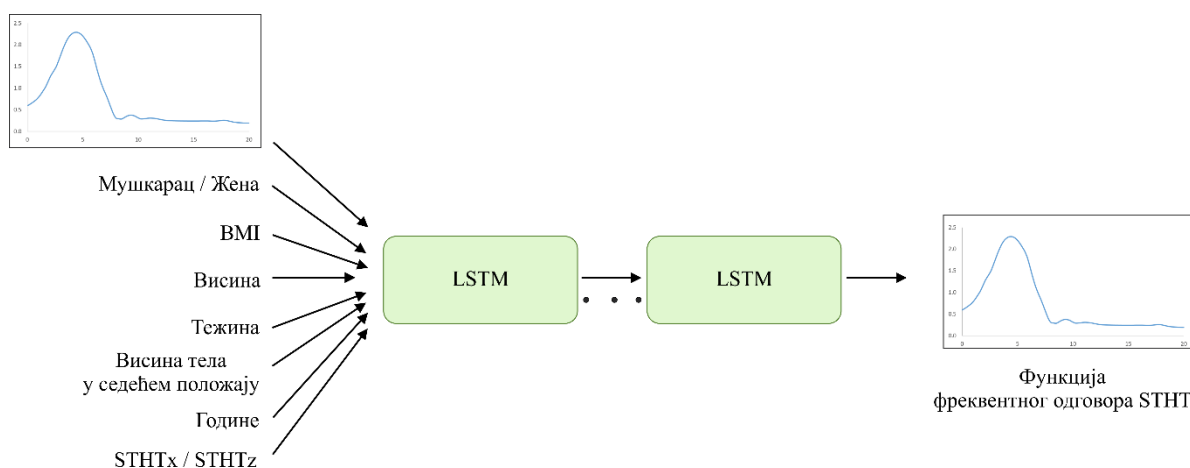
Анализа података се ослања на неколико приступа, као што су: статистика, вештачка интелигенција, системи база података и методе машинског учења. Ово поглавље се бави применом три методе у циљу одређивања која од њих даје најбоље резултате у предвиђању функције фреквентног одзива СТНТ на основу измерених експерименталних резултата. У питању су методе за предвиђање временских серија (енг. *Time series forecasting*), које представљају важну област машинског учења, у оквиру кога су коришћени модели ARIMA и Facebook Prophet. Трећи модел се заснива на рекурентним неуронским мрежама које користе LSTM ћелију.

У сврху израде модела и тренирања читавог скупа података коришћен је програмски језик високог нивоа Пајтон (енг. *Python*). За програмски језик Пајтон развијен је велики број стандардних модула који омогућавају ефикасан рад у многим областима. Већина ових модула преносива је на различите платформе, што омогућава да често комплетни

програми без прилагођавања раде на различитим машинама и под различитим оперативним системима.

Подаци за обуку неуронске мреже били су подаци добијени експерименталним мерењима 30 испитаника који су се налазили на хидрауличком пулзатору. Мерења су извођена за подужну побуду, вертикалну и истовремено подужну и вертикалну побуду. Такође, параметри који су мењани били су интензитет побуде, ( $0,45 \text{ m/s}^2$ ,  $0,8 \text{ m/s}^2$  и  $1,1 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ ) и угао нагиба наслона седишта, ( $90^\circ$ ,  $100^\circ$  и  $110^\circ$ ). Сваког испитаника су карактерисале: ВМИ, висина, тежина, висина тела у седећем положају, пол и године старости. Експерименталним мерењима је утврђено да између праваца побуда не постоји спрега, као и да СТНТ функције имају различите одзиве. Услед различитих антропометријских карактеристика, посебно су формиран скупови мушких и женских испитаника. Претпоставка је, уколико би се објединили подаци мушких и женских испитаника, да би дошло до пораста средње квадратне грешке (RMSE) предвиђаних СТНТ одзива чиме би опала тачност модела.

На слици 5.17 је приказана шема коришћене неуронске мреже.



Слика 5.17. Шема рекурентне неуронске мреже

Што се тиче предвиђања СТНТ одзива, прво се кренуло од традиционалног приступа – ARIMA (слика А.2, Прилог А) (Box et al., 2015). Као што је већ речено, овај модел представља генерализацију једноставнијег аутоматског регресивног алгоритма покретног просека који додатно укључује интеграцију. Међутим, овај модел је резултовао недовољно добрим резултатима предвиђања. Фактор корелације R тренинг фазе имао је вредност 0,39, док су вредности овог фактора за валидацију и тест износиле 0,43 и 0,61, респективно.

Након тога су тестирана још два напреднија приступа, Facebook Prophet (слика А.3, Прилог А) (Taylor & Letham, 2018) и рекурентне неуронске мреже (LSTM) (Mandic & Chambers, 2001). Да би се тестирала робусност модела, скуп података је подељен на скупове за обуку, валидацију и тест скупове, где се двадесет осам насумично одабраних испитаника користи за тренинг, један за валидацију и један за фазу тестирања. Ова подела података за тренинг је усвојена на основу препорука за рад са великим базама података (Quang et al., 2021). За сваког испитаника, његови лични подаци (висина, тежина, висина тела у седећем положају, пол, године и ВМИ) се комбинују са три разматране амплитуде побуде и три угла нагиба наслона седишта. Први корак је био припрема експерименталног скупа података за LSTM. Ово укључује уоквиравање скупа

података као надгледаног проблема учења и нормализацију улазних променљивих (слика 5.18).

```
# LSTM Data Preparation *****
# convert series to supervised learning
def series_to_supervised(data, n_in=1, n_out=1, dropnan=True):
    n_vars = 1 if type(data) is list else data.shape[1]
    df = DataFrame(data)
    cols, names = list(), list()

    # input sequence (t-n, ... t-1)
    for i in range(n_in, 0, -1):
        cols.append(df.shift(i))
        names += [('var%d(t-%d)' % (j + 1, i)) for j in range(n_vars)]

    # forecast sequence (t, t+1, ... t+n)
    for i in range(0, n_out):
        cols.append(df.shift(-i))
        if i == 0:
            names += [('var%d(t)' % (j + 1)) for j in range(n_vars)]
        else:
            names += [('var%d(t+%d)' % (j + 1, i)) for j in range(n_vars)]

    # put it all together
    agg = concat(cols, axis=1)
    agg.columns = names
    # drop rows with NaN values
    if dropnan:
        agg.dropna(inplace=True)
    return agg
```

Слика 5.18. Претварање временске серије у проблем надгледаног учења

Исте променљиве које користи Facebook Prophet алгоритам се користе и у случају неуронских мрежа. Проблем надгледаног учења је уоквирен предвиђањем функције фреквентног одзива STHT у тренутку  $t$  датог STHT мерења и њених података у претходном временском кораку. Након овог корака трансформације, девет улазних променљивих (улазни низ) и једна излазна променљива (STHT вредност у конкретном тренутку), која је била на 9. позицији се представља као:

$$var1(t - 1), var1(t - 1), \dots, var9(t), \quad 5.18$$

где су  $var1$  висина (cm),  $var2$  тежина (kg),  $var3$  BMI (kg/m<sup>2</sup>),  $var4$  висина тела у седећем положају (cm),  $var5$  године,  $var6$  амплитуда (m/s<sup>2</sup>),  $var7$  угао нагиба наслона седишта од 110°,  $var8$  угао нагиба наслона седишта од 90° и  $var9$  излаз. Променљиве  $var7$  и  $var8$  представљају лажне променљиве креиране техником лажног кодирања за третирање категоричких варијабли (слика 5.19). Колона која одговара углу седења од 100° је изостављена, јер лажно кодирање (енг. *false coding*) користи N-1 карактеристике за представљање N ознака/категија.

```

# create dummy variables
if len(angles) > 1:
    # train set one-hot encoding *****
    hot = pd.get_dummies(train_results.angle, drop_first=True)
    frame = [train_results, hot]
    train_results = pd.concat(frame, axis=1).reset_index(drop=True)
    train_results = train_results.drop(['angle'], axis=1)
    # test set one-hot encoding *****
    hot = pd.get_dummies(test_results.angle, drop_first=True)
    frame = [test_results, hot]
    test_results = pd.concat(frame, axis=1).reset_index(drop=True)
    test_results = test_results.drop(['angle'], axis=1)
    # validation set one-hot encoding *****
    hot = pd.get_dummies(val_results.angle, drop_first=True)
    frame = [val_results, hot]
    val_results = pd.concat(frame, axis=1).reset_index(drop=True)
    val_results = val_results.drop(['angle'], axis=1)

```

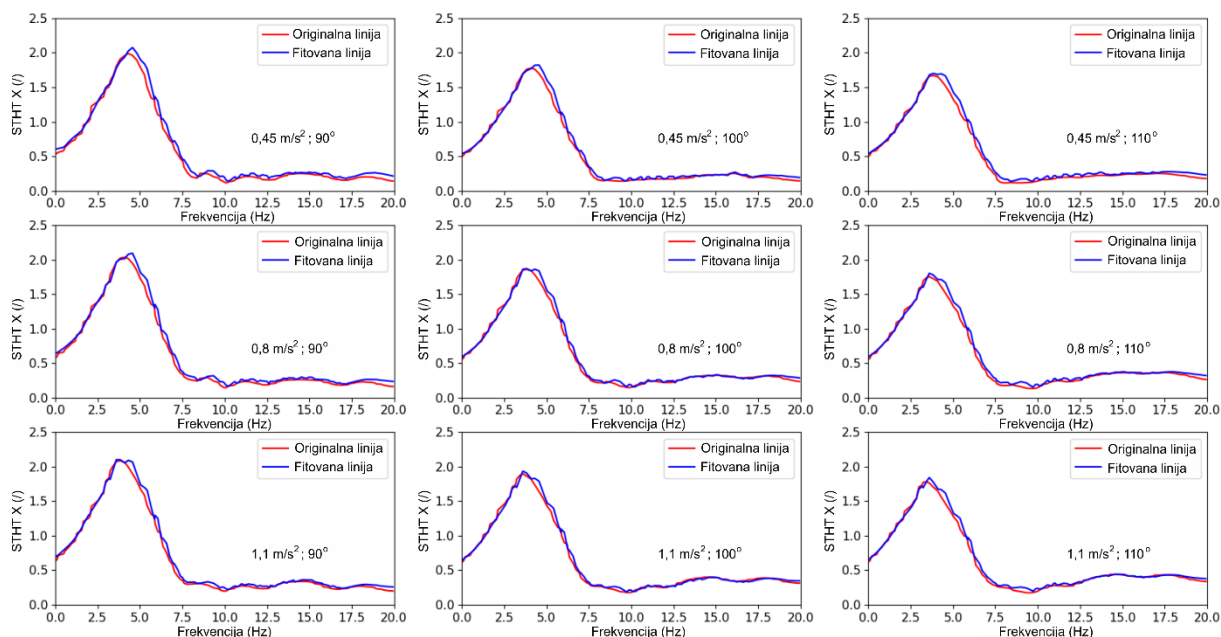
Слика 5.19. Креирање лажних променљивих

LSTM је дефинисан са 30 неурона у првом скривеном слоју и са једним неуроном у излазном слоју за предвиђање СТНТ за одабраног испитаника (слика А.4, Прилог А). Улазни облик је био један временски корак са 10 карактеристика (укључујући једнократно кодирање за категоријске променљиве). Средња квадратна грешка (енг. *mean squared error*) је коришћена као функција губитка при тренирању мреже, док је за тражење минимума функције губитка коришћен ефикасан Адам алгоритам (енг. *adaptive moment estimation*) оптимизације који представља проширену верзију стохастичког градијентног спуста (енг. *stochastic gradient descent*). Модел је био трениран са 50 епоха тренинга, док је величина серије података (енг. *batch*) била 20. Коначно, сачувана је историја функције губитка током фаза тренинга и валидације. Коефицијент у тренингу, валидацији и тестирању је био преко 98% за све врсте побуда (табела 5.2). Ово показује да је тачност модела била у прихватљивом опсегу.

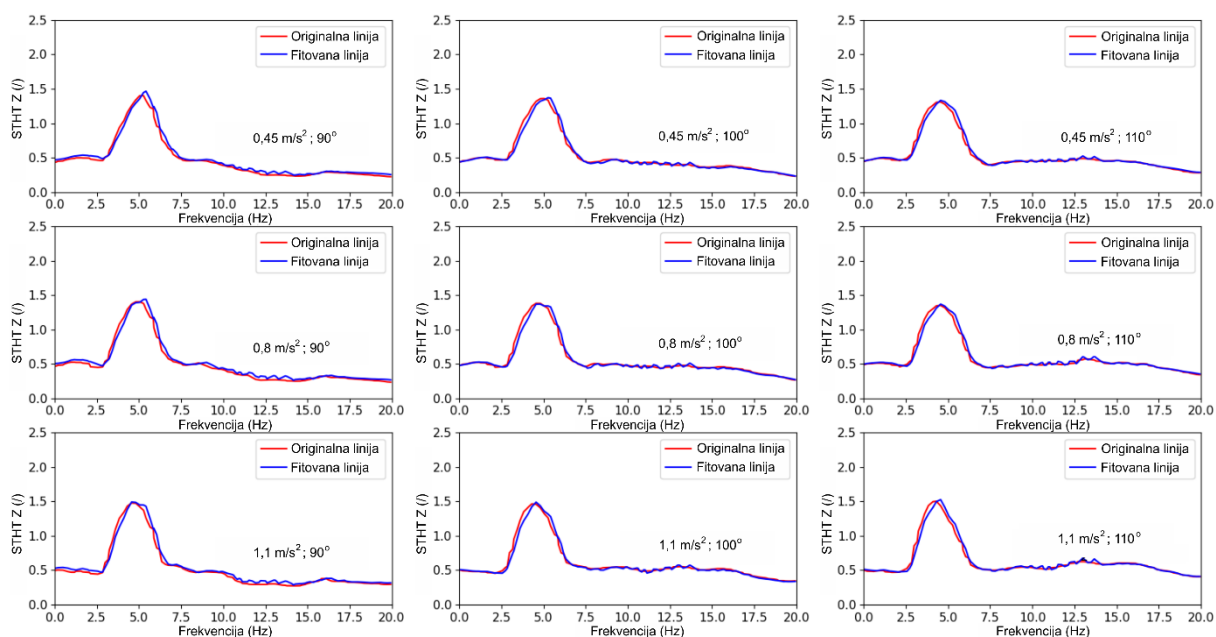
Табела 5.2. Коефицијент корелације R у фазама тренинга, валидације и тестирања

Коефицијент корелације R	Тренинг	Валидација	Тестирање
ARIMA	0,39	0,43	0,61
Facebook Prophet	0,57	0,6	0,7
LSTM	0,98	0,99	0,98

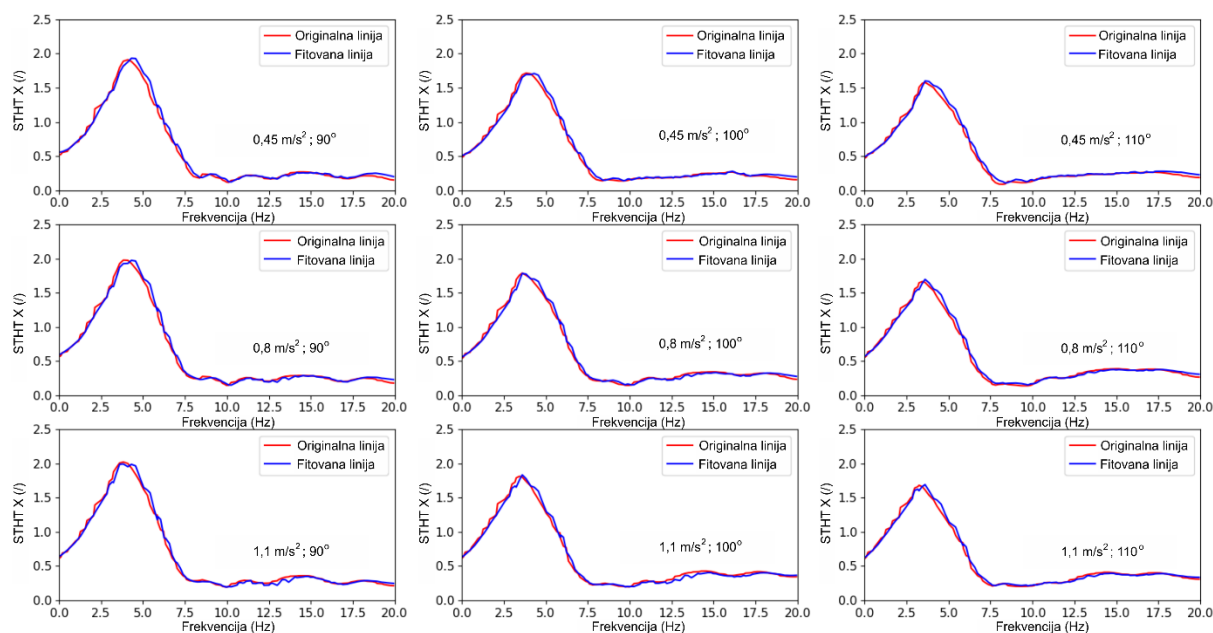
Тренирање тест скупова мушких и женских испитаника, као засебних скупова, са истом мрежом и тежинским коефицијентима, тренирани су паралелно. Улази су били моделовани по принципу 0 за мушке, а 1 за женске испитанике. Прогнозе временских серија на тест скупу посебно мушких и посебно женских испитаника, за случај подужне побуде, за сваку фреквенцију и угао посебно, приказане су на сликама 5.20-5.23. Приказани су резултати мушког испитаника 20 (Macuzic Saveljic et al., 2022) и женског испитаника 10. Добијено је девет предвиђања за сваку потенцијалну комбинацију амплитуде која је коришћена за седиште (0,45 m/s<sup>2</sup>, 0,8 m/s<sup>2</sup>, 1,1 m/s<sup>2</sup> r.m.s.) и три угла нагиба наслона седишта: 90°, 100° и 110° у односу на x осу.



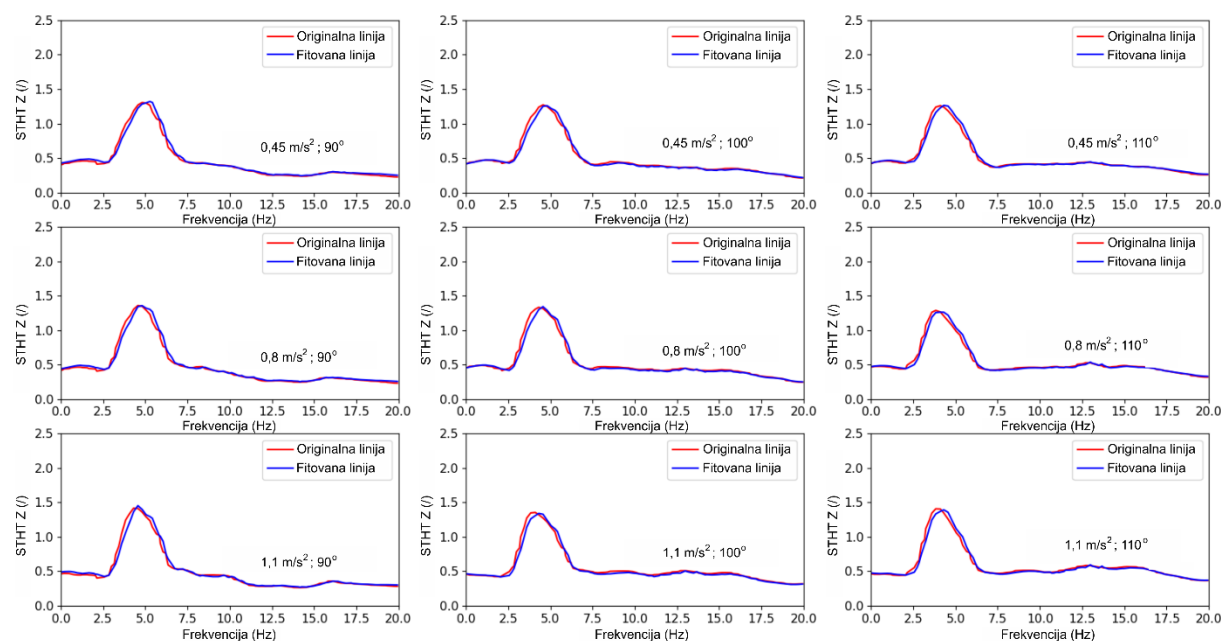
Слика 5.20. Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај подужне побуде (Macuzic Saveljic et al., 2022)



Слика 5.21. Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај подужне побуде

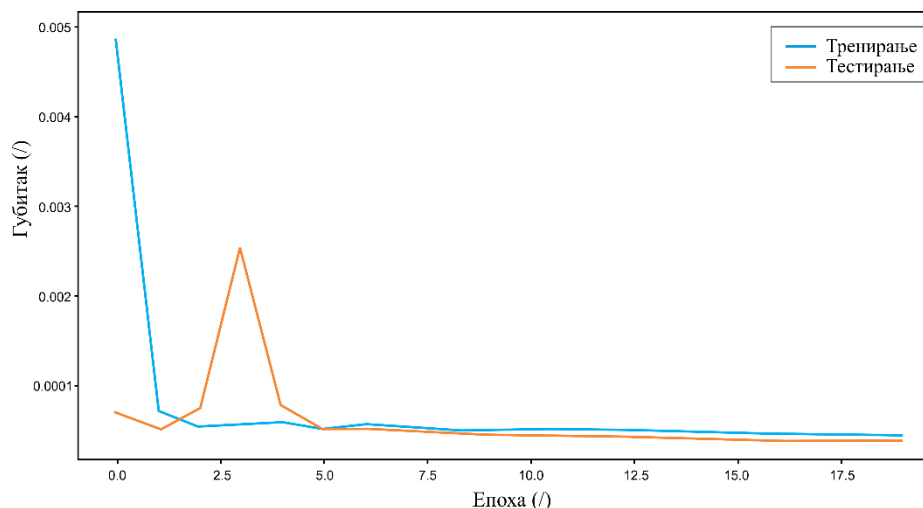


**Слика 5.22.** Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај подужне побуде



**Слика 5.23.** Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај подужне побуде

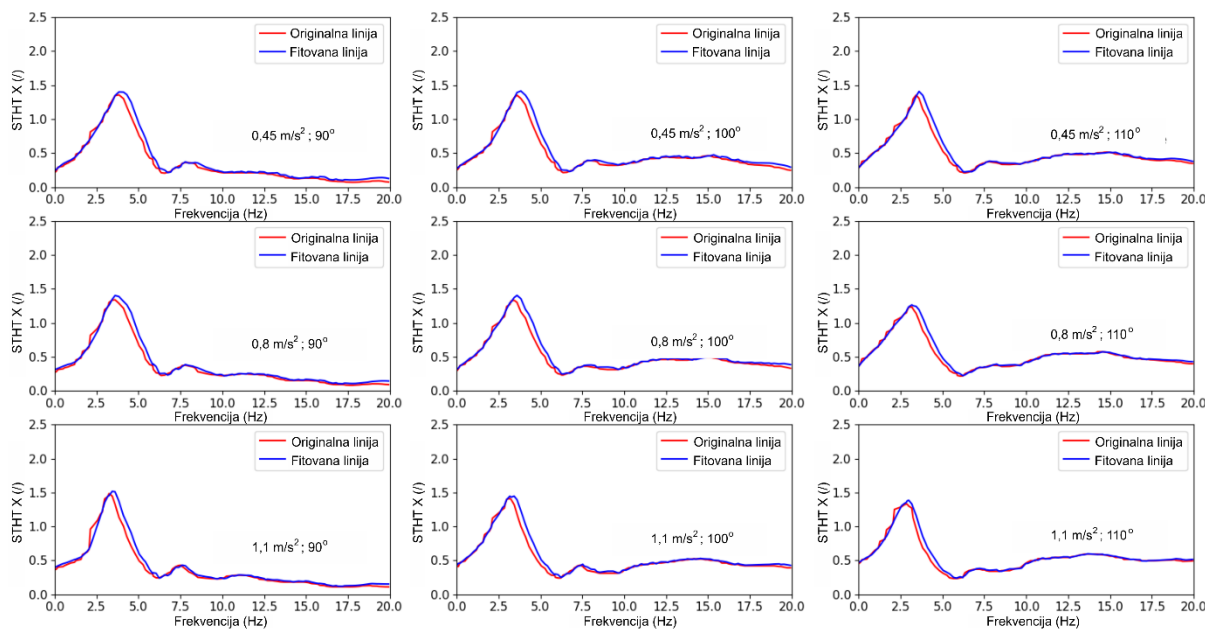
Добијене криве губитака током фаза тренинга и валидације, за подужну побуду, приказане су на слици 5.24.



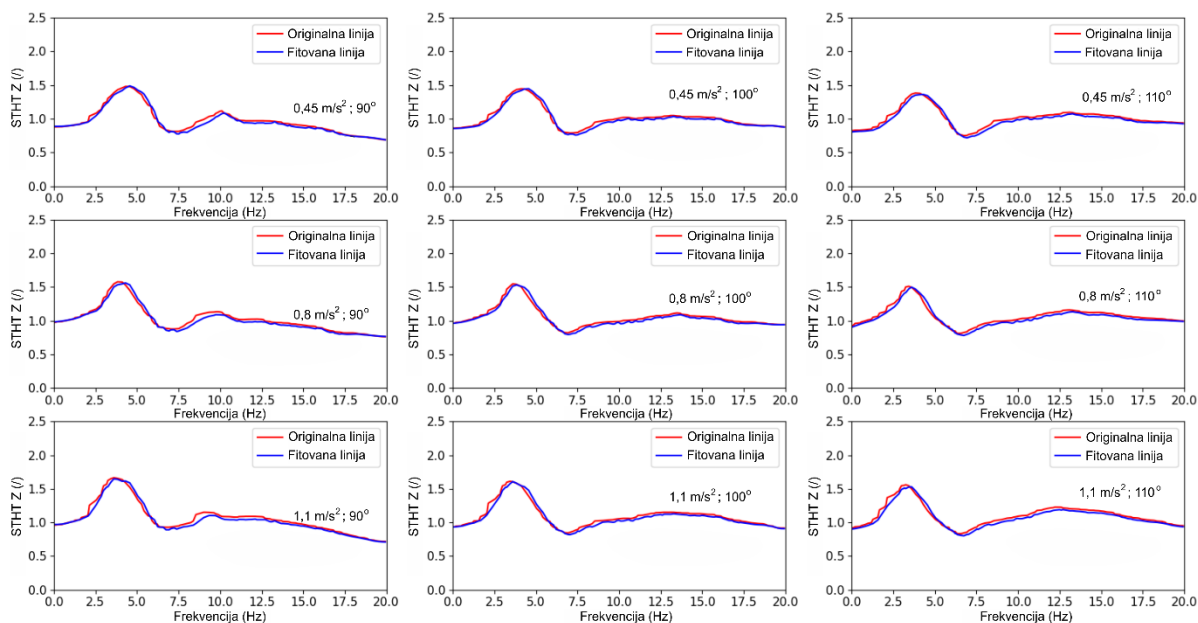
Слика 5.24. Криве губитака током фаза тренинга и валидације за побуду напред-назад

Средња квадратна грешка предвиђаних STHT одзива за подужну побуду LSTM модела била је 0,054, што показује веома високу тачност обученог модела. Са друге стране, Facebook Prophet је постигао много лошије резултате у поређењу са LSTM моделом, а његова RMSE је била једнака 0,15 на истом сету података.

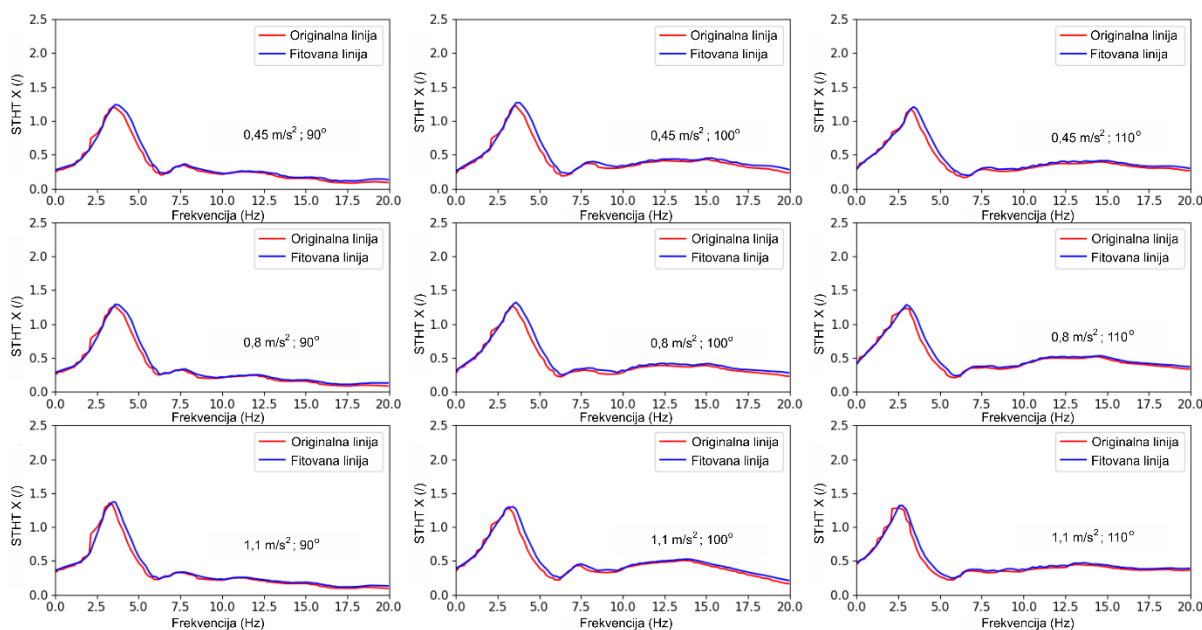
Прогнозе временских серија на тест скупу посебно мушких и посебно женских испитаника, за случај вертикалне побуде, приказане су на сликама 5.25-5.28. Приказано је такође девет предвиђања за сваку потенцијалну комбинацију амплитуде вибрација и три угла седења.



Слика 5.25. Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вертикалне побуде

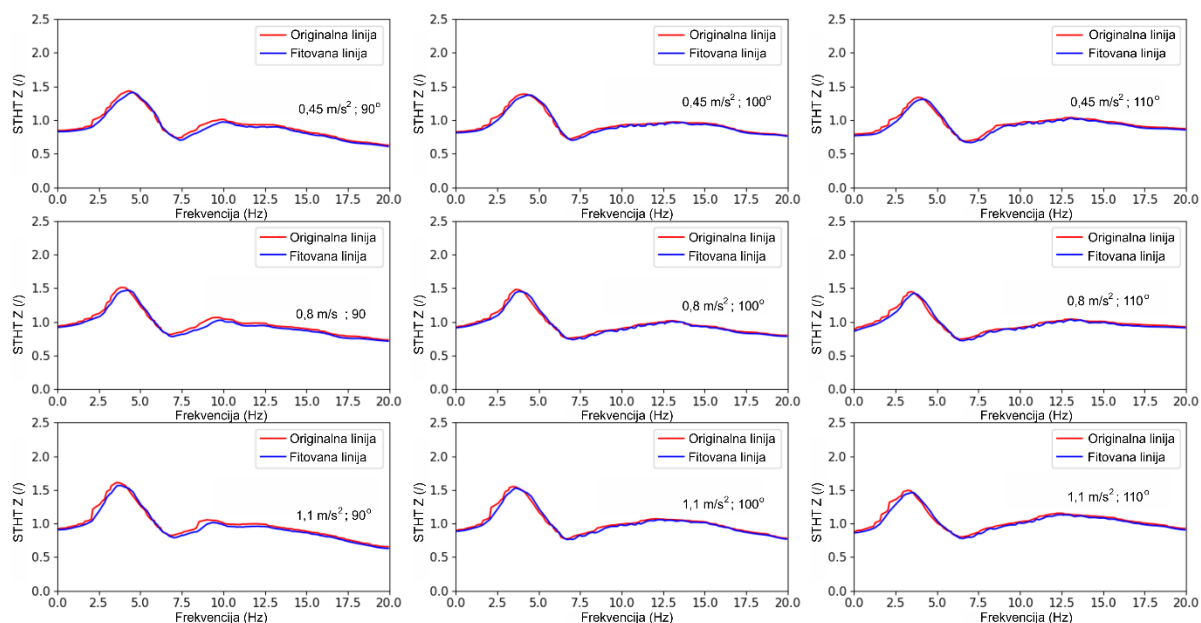


Слика 5.26. Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вертикалне побуде



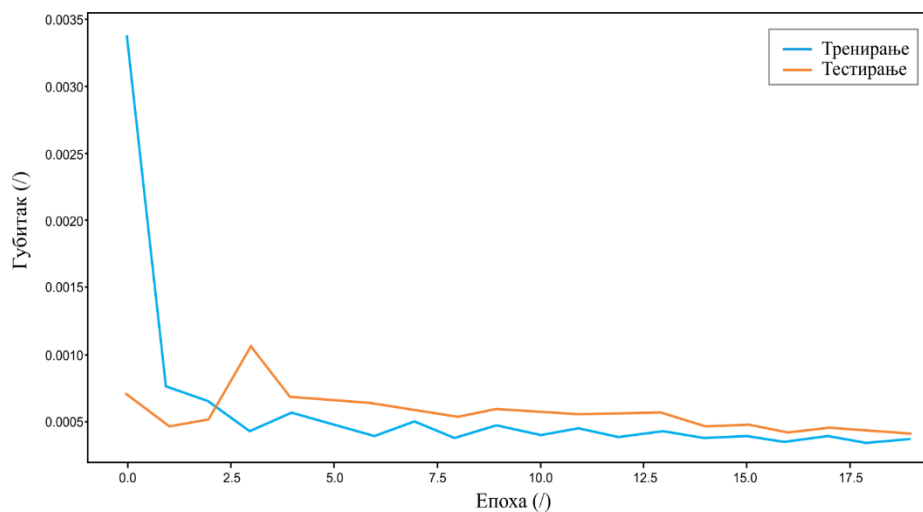
Слика 5.27. Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вертикалне побуде





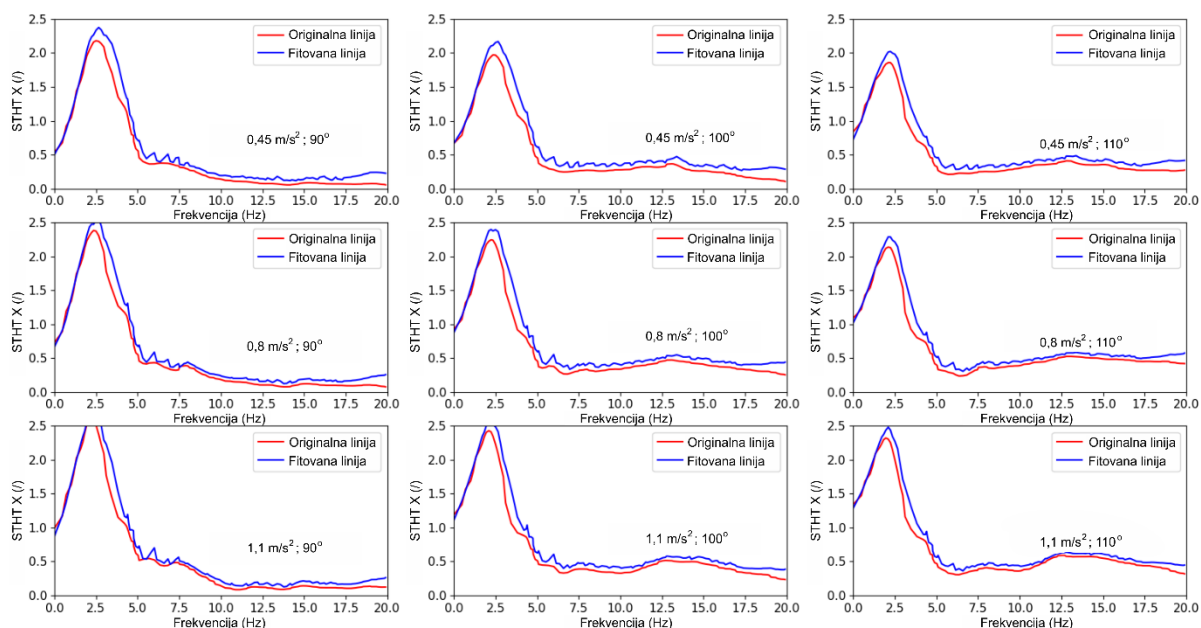
**Слика 5.28.** Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вертикалне побуде

Криве губитака током фаза тренинга и валидације, за вертикалну побуду, приказане су на слици 5.29. Средња квадратна грешка предвиђаних функција фреквентног одзива STHT за вертикалну побуду била је 0,046.

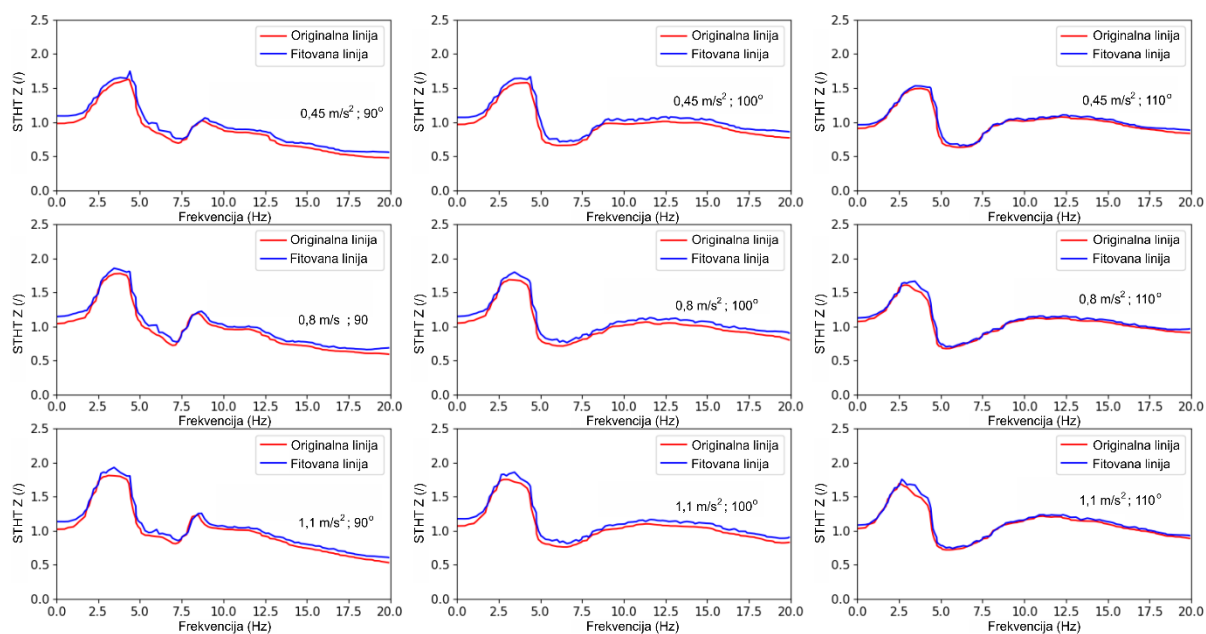


**Слика 5.29.** Криве губитака током фаза тренинга и валидације за вертикалну побуду

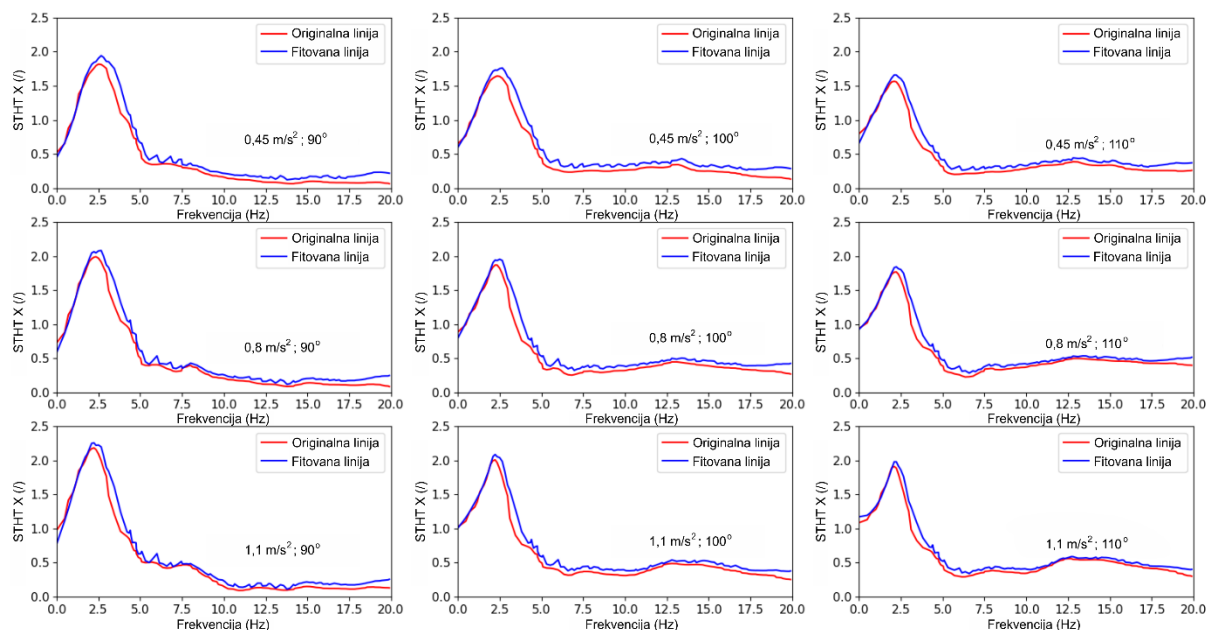
Прогнозе временских серија на тест скупу посебно мушких и посебно женских испитаника у случају вишеосне побуде, приказане су на сликама 5.30-5.33. Приказано је девет предвиђања за сваку потенцијалну комбинацију амплитуде вибрација и три угла седења.



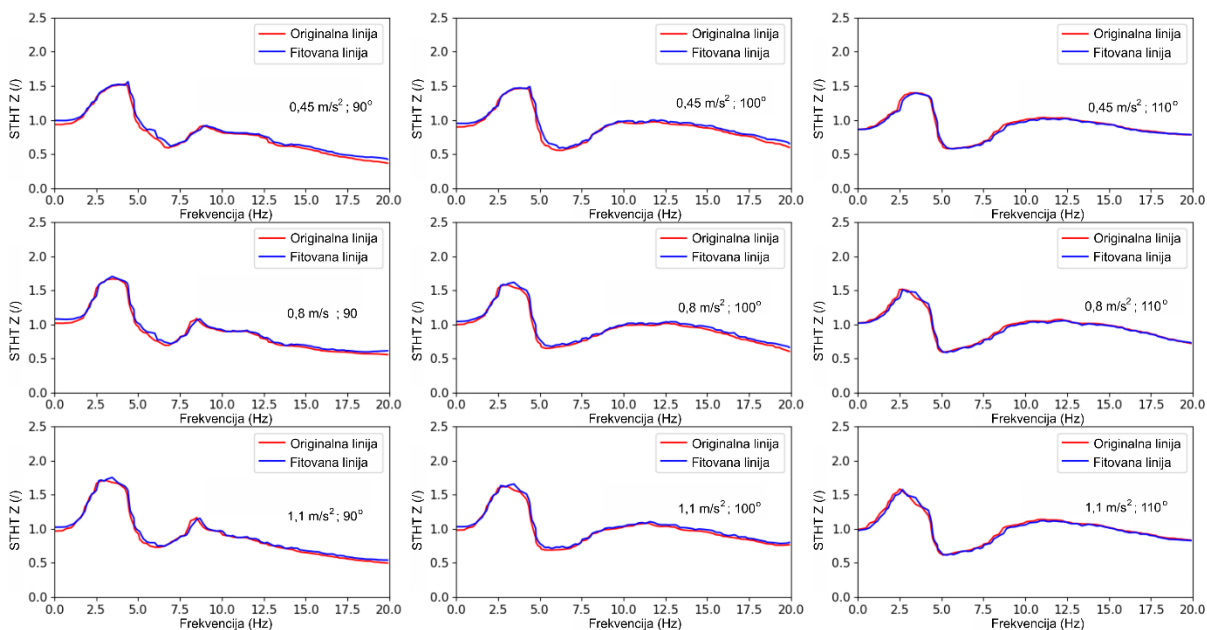
Слика 5.30. Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вишеосне побуде



Слика 5.31. Оригиналне и предвиђане вредности мушког испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вишеосне побуде

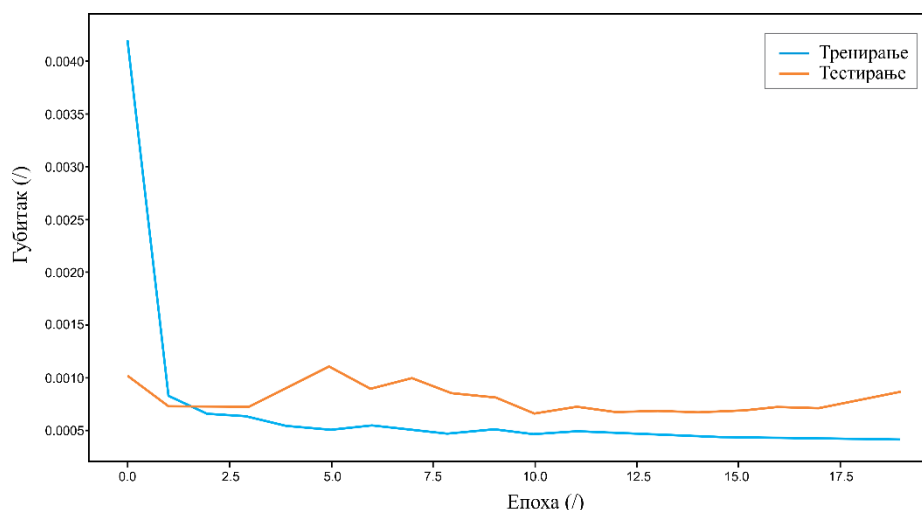


Слика 5.32. Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у подужном правцу за случај вишеосне побуде



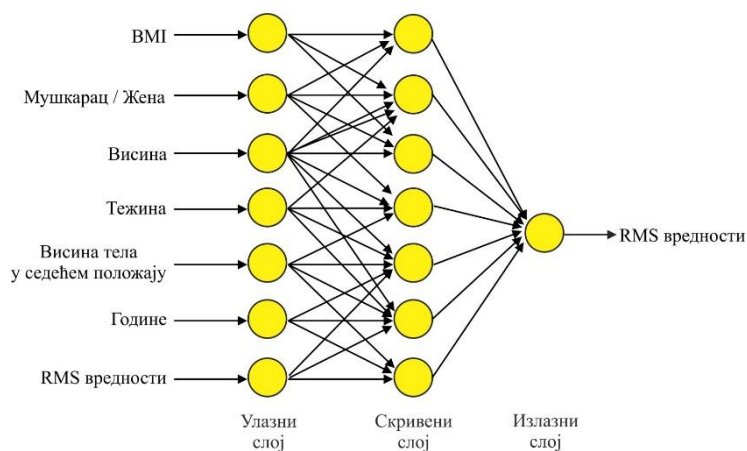
Слика 5.33. Оригиналне и предвиђане вредности женског испитаника – STHT одзив у вертикалном правцу за случај вишеосне побуде

Слика 5.34 приказује криве губитака током фаза тренинга и валидације, за вишеосну побуду. Средња квадратна грешка предвиђаних функција фреквентног одзива STHT вишеосне побуде била је 0,094.



Слика 5.34. Криве губитака током фаза тренинга и валидације за вишеосну побуду

У циљу предвиђања вредности *r.m.s.* убрзања, укључена је обична неуронска мрежа (слика 5.35). Неуронска мрежа је дефинисана са 50 неурона у првом скривеном слоју и са једним неуроном у излазном слоју за предвиђање *r.m.s.* вредности убрзања испитаника (слика А.5, Прилог А). Подаци за ову мрежу су готово исти као за основну рекурентну неуронску мрежу која је предвиђала *STHT* одзив, с тим што су овде у тренинг фазу укључене *r.m.s.* вредности, уместо *STHT* одзива. Оцена осцилаторне удобности је урађена према стандарду *SRPS ISO 2631-1:2014*, јер је задовољена вредност вршног фактора  $< 9$  ( $CF = 1,391 - 2,784$ ).



Слика 5.35. Шема неуронске мреже

Као функција губитка при тренирању мреже је такође коришћена средња квадратна грешка, док је за тражење минимума функције губитка такође коришћен ефикасан Адам алгоритам оптимизације. Модел је био трениран са 100 епоха тренинга, док је величина серије података била 20. Коефицијент код тренинга, валидације и тестирања је био преко 98% за све врсте побуда. Средња квадратна грешка предвиђаних *r.m.s.* вредности убрзања при подужној, вертикалној и вишеосној побуди била је 0,024, 0,033 и 0,021, респективно. *R.m.s.* вредности оригиналних и вредности након процеса тренирања мреже, за подужну, вертикалну и вишеосну побуду, мушког испитаника 20, приказани су табелама 5.3 – 5.5.

**Табела 5.3.** Резултати предвиђања r.m.s. вредности убрзања мушког испитаника 20 за побуду у подужном правцу

Угао нагиба седишта 90°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,362	0,347	0,705	0,682	0,967	0,974
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 100°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,357	0,331	0,711	0,703	0,971	0,998
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 110°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,361	0,338	0,719	0,694	0,981	0,967
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

**Табела 5.4.** Резултати предвиђања r.m.s. вредности убрзања мушког испитаника 20 за вертикалну побуду

Угао нагиба седишта 90°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,282	0,277	0,697	0,705	0,982	0,999
Оцена удобности (ISO 2631)	Без неудобности	Без неудобности	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 100°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,348	0,321	0,705	0,722	0,981	0,968
Оцена удобности	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

(ISO 2631)						
Угао нагиба седишта 110°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,354	0,346	0,729	0,746	1,007	0,991
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

Табела 5.5. Резултати предвиђања r.m.s. вредности мушког испитаника 20 за вишеосну побуду

Угао нагиба седишта 90°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,344	0,336	0,715	0,728	0,968	0,955
Оцена удобности (ISO 2631)	Без неудобности	Без неудобности	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 100°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,351	0,367	0,719	0,706	0,955	0,971
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 110°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,361	0,344	0,722	0,704	1,017	0,998
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

R.m.s. оригиналних вредности и вредности након процеса тренирања мреже, за подужну, вертикалну и вишеосну побуду, женског испитаника 10, приказани су у табелама 5.6, 5.7 и 5.8.

**Табела 5.6.** Резултати предвиђања г.м.с. вредности убрзања женског испитаника 10 за побуду у подужном правцу

Угао нагиба седишта 90°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
Р.м.с. вредности убрзања	0,321	0,330	0,674	0,653	0,931	0,944
Оцена удобности (ISO 2631)	Без неудобности	Без неудобности	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 100°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
Р.м.с. вредности убрзања	0,312	0,309	0,683	0,648	0,944	0,925
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 110°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
Р.м.с. вредности убрзања	0,347	0,327	0,689	0,711	0,951	0,942
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

**Табела 5.7.** Резултати предвиђања г.м.с. вредности убрзања женског испитаника 10 за побуду у вертикалном правцу

Угао нагиба седишта 90°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
Р.м.с. вредности убрзања	0,319	0,328	0,625	0,607	0,924	0,899
Оцена удобности (ISO 2631)	Без неудобности	Без неудобности	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 100°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
Р.м.с. вредности убрзања	0,324	0,338	0,677	0,662	0,938	0,917
Оцена удобности	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

(ISO 2631)						
Угао нагиба седишта 110°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,337	0,319	0,672	0,677	0,941	0,938
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

**Табела 5.8.** Резултати предвиђања r.m.s. вредности убрзања женског испитаника 10 за вишеосну побуду

Угао нагиба седишта 90°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,336	0,326	0,689	0,692	0,944	0,933
Оцена удобности (ISO 2631)	Без неудобности	Без неудобности	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 100°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,351	0,342	0,699	0,674	0,955	0,929
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно
Угао нагиба седишта 110°						
	Амплитуде побуда вибрација					
	0,45 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		0,8 m/s <sup>2</sup> r.m.s.		1,1 m/s <sup>2</sup> r.m.s.	
	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен	Оригиналан	Предвиђен
R.m.s. вредности убрзања	0,358	0,336	0,697	0,687	1,008	0,994
Оцена удобности (ISO 2631)	Мала неудобност	Мала неудобност	Прилична неудобност	Прилична неудобност	Неудобно	Неудобно

Развијени модел вештачке неуронске мреже показује да има адекватну прецизност биодинамичког моделирања. Главна карактеристика ANN модела је разматрање висине, тежине, висине тела у седећем положају, BMI, година и пола (мушког или женског)



током излагања вибрацијама целог тела. Упркос сложености постигнутог модела, својство предвиђања га чини погодним за моделирање и предвиђање СТНТ одзива у фреквентном домену, као и r.m.s. вредности убрзања у временском домену. Модел ANN показује тачност од чак 98%. На основу приказаних резултата може се видети да је машинско учење примењено на податке који имају облик временске серије, у овом случају у облику рекурентне неуронске мреже, ефикасан и ефективан начин за анализу и предвиђање података.

# 6.

## 6 ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

Предмет истраживања докторске дисертације је била вишекритеријумска анализа осцилаторне удобности испитаника за различите услове седења. На основу експерименталних резултата, применом вештачких неуронских мрежа, креиран је модел за предвиђање одзива испитаника на задату побуду и модел за оцену осцилаторне удобности.

Испитивање утицаја вибрација на тело човека се једнако истражује како у експлоатационим, тако и у лабораторијским условима. Лабораторијски услови ипак имају већи значај јер се могу обезбедити услови у којима постоји стабилност микроокружења и поновљивост резултата.

Анализа излагања мушких испитаника хоризонталним вибрацијама, односно вибрацијама у подужном правцу, је показала да свако повећавање амплитуде вибрација, било да се посматра СТНТ одзив у подужном правцу или у вертикалном правцу, доводи до пада резонантне фреквенције и до пораста вредности амплитуде СТНТ одзива. Такође, уочено је да сваки пораст угла нагиба наслона седишта доводи до додатног смањења резонантне фреквенције, али и до пада вредности амплитуде СТНТ одзива. Резонантне фреквенције за СТНТ одзив у вертикалном правцу су биле у опсегу 4,31 Hz – 5,17 Hz, док су за СТНТ одзив у подужном правцу биле у опсегу 3,60 Hz – 4,56 Hz. У случају женских испитаника уочене су више резонантне фреквенције у односу на мушке испитанике. Резонантне фреквенције женских испитаника за СТНТ одзив у вертикалном правцу су биле у опсегу 4,85 Hz – 5,42 Hz, док су за СТНТ одзив у подужном правцу биле у опсегу 3,65 Hz – 4,84 Hz.

Анализа излагања мушких испитаника вертикалним вибрацијама показала је да СТНТ одзив у оба правца посматрања има генерално ниже резонантне фреквенције, поредећи са подужним вибрацијама, а такође и ниже вредности амплитуда СТНТ одзива. Резонантне фреквенције су биле у опсегу 3,57 Hz – 4,81 Hz за СТНТ одзив у вертикалном правцу, док су за СТНТ одзив у подужном правцу биле у опсегу 3,11 Hz – 4,09 Hz. Када се посматрају женски испитаници такође су приметне више резонантне фреквенције у односу на мушке испитанике. Резонантне вредности за СТНТ одзив у вертикалном правцу су биле у опсегу 3,78 Hz – 5,31 Hz, док су за СТНТ одзив у подужном правцу биле у опсегу 3,24 Hz – 4,59 Hz.

Анализа излагања мушких испитаника вишеосним вибрацијама (хоризонталној и вертикалној истовремено) показала је додатно смањење резонантних фреквенција СТНТ одзива у оба правца посматрања. Резонантне фреквенције су биле у опсегу 2,85 Hz – 3,83 Hz, за СТНТ одзив у вертикалном правцу, док су за СТНТ одзив у подужном правцу биле у опсегу 2,35 Hz – 2,97 Hz. Анализирањем женских испитаника, резонантне фреквенције су биле у опсегу 3,21 Hz – 4,14 Hz, за СТНТ одзив у

вертикалном правцу, док су за СТНТ одзив у подужном правцу биле у опсегу 2,81 Hz – 3,41 Hz.

На основу спроведених експерименталних истраживања, може се извести низ закључака. Порастом интензитета вибрација, расте амплитуда СТНТ одзива, док резонантна фреквенција опада. Са порастом угла нагиба наслона седишта долази до опадања амплитуде СТНТ одзива, као и до опадања резонантне фреквенције. Такође, пораст угла нагиба наслона доводи до појаве локалних максимума након 12 Hz, за све правце деловања вибрација и оба СТНТ одзива: у подужном и вертикалном правцу.

Након свих експерименталних тестова, на бази којих су добијене функције фреквентног одзива СТНТ, спроведена је статистичка анализа за испитанике оба пола. Одређене су средње вредности СТНТ одзива у оба правца посматрања, њихова стандардна девијација, као и коефицијент детерминације  $R^2$ . Табеларно приказане средње вредности резонантних фреквенција одређених из измерених вертикалних и подужних СТНТ одзива постигнутих у различитим комбинацијама експерименталних услова, заједно са стандардним девијацијама средњих вредности, показују да средње резонантне фреквенције опадају са повећањем амплитуде побуде, што сугерише на нелинеарни одговор тела човека и такозвани ефекат „омекшавања“ тела у седећем положају. Такође је уочено да стандардна девијација резонантне фреквенције има тенденцију повећања како се амплитуда побуде смањује, а такође се смањује како опада угао нагиба наслона седишта. За све врсте побуда, једноосне и вишеосне, може се уочити да средње вредности резонантних фреквенција СТНТ одзива генерално имају тенденцију да буду знатно веће при нижим вредностима побуде.

Статистичком анализом је затим испитивана зависност резонантних фреквенција од: ВМІ, висине испитаника, тежине, висине тела у седећем положају и година старости. Анализом побуде у вертикалном правцу, закључено је да ВМІ има највећи утицај на резонантну фреквенцију. Са порастом ВМІ долази до опадања вредности резонантне фреквенције. Коефицијенти детерминације су се кретали у опсегу 0,757 – 0,859. Утицај тежине испитаника на вредност резонантне фреквенције има блиске вредности вредностима анализираних код ВМІ, па се може закључити да виши ранг утицаја има тежина испитаника, него његова висина, на основу анализе 20 мушких испитаника. Даље, на основу ниске вредности коефицијента детерминације  $R^2$  (0,127 – 0,223) дошло се до закључка да висина анализираних испитаника има слабу корелацију са резонантном фреквенцијом. Зависност резонантне фреквенције од висине тела у седећем положају има релативно добре вредности корелације опсега 0,641 – 0,783. Посматрајући сва три угла нагиба наслона седишта, вредност  $R^2$  има најниже вредности за угао нагиба наслона седишта од  $110^\circ$ , па се може закључити да свако повећање угла нагиба наслона седишта води до све мање корелације поменутих величина. На крају, одређивана је корелација година старости и резонантне фреквенције, али су коефицијенти показали да не постоји чврста корелација поменуте две величине (0,413 – 0,521).

У случају анализе вибрација у подужном правцу, уочава се да са порастом ВМІ долази до опадања резонантне фреквенције. Најниже забележена вредност  $R^2$  износила је 0,729, а највећа 0,856. Тежина, наравно, има блиске вредности фактора корелације са фактором корелације за ВМІ. Даље, на основу ниске вредности коефицијента детерминације  $R^2$  (0,060 – 0,173) долази се до закључка да висина анализираних испитаника има веома слабу корелацију са резонантном фреквенцијом. Зависност резонантне фреквенције од висине у седећем положају резултирала је високом корелацијом, опсега величине  $R^2$  0,591 – 0,787. Када је у питању корелација година старости и резонантне фреквенције, фактор се кретао у опсегу 0,413 – 0,521, па се може рећи да не постоји чврста корелација

поменуће две величине. Исти тренд кривих забележен је и код женских испитаника. Код вертикалне побуде, са порастом вредности ВМІ долази до пада резонантне фреквенције. Највећа забележена вредност коефицијента корелације је 0,878, а најмања 0,660. Од осталих посматраних величина, значајну корелацију остварила је само тежина испитаника где је највећа вредност 0,753, а најмања 0,663. У случају подужне и вишеосне побуде, забележен је исти тренд кривих, али треба напоменути да су се добиле нешто ниже вредности корелације.

Анализа вишеосних вибрација је такође показала добру корелацију резонантне фреквенције и ВМІ. Коефицијенти корелације су се кретали у опсегу 0,823 – 0,896. Зависност резонантне фреквенције од висине испитаника је показала да има веома слабу корелацију (0,062 – 0,178). Приметне су знатно ниже  $R^2$  вредности у поређењу са добијеним  $R^2$  вредностима при вертикалној побуди. Тежина испитаника је имала опсег корелације 0,814 – 0,889, а висина тела у седећем положају 0,591 – 0,787. На крају, за разлику од вертикалне побуде и побуде у подужном правцу, коефицијент детерминације  $R^2$  говори да године старости анализираних испитаника имају нешто бољу корелацију са резонантном фреквенцијом. Вредности  $R^2$  су се кретале од најниже 0,395 до највише 0,515.

Након тога, спроведена је факторска анализа како би се одредио најутицајнији фактор за све услове експеримента. Прво је анализирана група мушких испитаника. Анализа варијансе за случај побуде у подужном правцу за 20 мушких испитаника је показала да је најутицајнији фактор висина тела у седећем положају са уделом од 39,94%, док је следећи фактор тежина са 20,72% и на крају ВМІ са 18,48% учешћа. На основу  $p$ -вредности за висину и године која је већа од 0,05, ова два фактора се нису сматрала значајним. У случају побуде у вертикалном правцу за 20 мушких испитаника, на основу колоне процентуалног учешћа се закључило да је најутицајнији фактор ВМІ са процентом учешћа од 43,94%, а затим иду висина тела у седећем положају са 30,79% и тежина са 19,05%. Анализа варијансе за вишеосну побуду показала је да је ВМІ најутицајнији фактор са учешћем од 37,18%, а затим иде висина тела у седећем положају са 29,4% и потом тежина са 19,55%.

Након тога, извршена је анализа резултата код женских испитаника. Анализа утицајних фактора у случају побуде у подужном правцу показала је најутицајнији фактор висина тела у седећем положају са уделом од 35,73%, док је следећи фактор ВМІ са 28,96% и на крају тежина са 20,20% учешћа. У случају побуде у вертикалном правцу, анализа је показала да је најутицајнији фактор ВМІ са учешћем од 35,96%, висина тела у седећем положају са 19,86% и потом тежина са 18,73%. На крају је урађена анализа варијансе за вишеосни правац побуде којом је утврђено да је ВМІ најутицајнији фактор са учешћем од 42,1%, висина тела у седећем положају са 20,54% и тежина са 20,07%. Такође,  $p$ -вредности преостала два фактора, висина и године, нису показале статистичку значајност.

Након статистичке и факторске анализе, урађена је оцена осцилаторне удобности на бази стандарда SRPS ISO 2631–1:2014. Коришћењем пондерисаног убрзања и поменутог стандарда могуће је извршити оцену удобности одређеног положаја испитаника. Прво су табеларно приказане укупне  $g.m.s.$  вредности пондерисаних убрзања и оцене осцилаторне удобности под утицајем подужне, вертикалне и вишеосне побуде за 20 мушких испитаника. Оно што карактерише добијене резултате код свих правца побуда је то да са порастом ВМІ, долази до пада укупне  $g.m.s.$  вредности убрзања. Најнижа вредност  $g.m.s.$  износила је  $0,213 \text{ m/s}^2$ , а највиша  $1,058 \text{ m/s}^2$ . Такође, са порастом угла нагиба наслона седишта бележи се пораст  $g.m.s.$  убрзања. На основу стандарда SRPS ISO

2631–1:2014, извршена је оцена осцилаторне удобности посматраних 20 мушких испитаника изложених прво подужној побуди. Може се закључити да са порастом угла нагиба наслона седишта долази до појаве неудобности већег броја испитаника које карактеришу ниже вредности ВМІ. Када се посматра утицај вертикалне побуде на *r.m.s.* вредности убрзања, примећене су нешто ниже *r.m.s.* вредности у поређењу са подужном побудом. Најнижа вредност *r.m.s.* убрзања износила је  $0,179 \text{ m/s}^2$ , а највиша  $1,051 \text{ m/s}^2$ . У случају вишеосне побуде, услед истовременог деловања подужне и вертикалне побуде, приметне су више вредности убрзања у односу на претходне две побуде. Најмање забележена *r.m.s.* вредност убрзања износила је  $0,232 \text{ m/s}^2$ , док је највећа износила  $1,067 \text{ m/s}^2$ . Анализом 10 женских испитаника, такође се закључује да са порастом ВМІ, долази до пада укупне *r.m.s.* вредности убрзања.

Поредећи резултате оба пола, може се закључити да женски испитаници приликом излагања једноосним и вишеосним правцима деловања вибрација бележе веће вредности резонанци уз веће амплитуде одзива СТНТ.

У последњем поглављу показана је примена метода вештачке интелигенције и метода машинског учења у циљу предвиђања функције фреквентног одзива на основу измерених експерименталних резултата. Коришћене су три методе за предвиђање. Прве две методе биле су засноване на предвиђању временских серија. У питању су ARIMA и Facebook Prophet методе. Трећи модел заснивао се на рекурентним неуронским мрежама које користе LSTM ћелију. Подаци за обуку неуронске мреже добијени су на основу експерименталних података спроведених на 30 испитаника, за случај три правца побуде, три вредности амплитуде вибрација и три угла нагиба наслона седишта. Такође, сваког испитаника је карактерисао ВМІ, висина, тежина, висина тела у седећем положају, пол и године старости.

Након постигнуте недовољно добре тачности прва два приступа (ARIMA и Facebook Prophet), коришћена је рекурентна неуронска мрежа (LSTM). Њени резултати показали су велику тачност која се огледала у високим вредностима *R* фактора корелације: 0,98 (фаза тренинга), 0,99 (фаза валидације) и 0,98 (фаза тестирања). Добијени резултати приказани су за сваку комбинацију амплитуде убрзања/угла нагиба наслона седишта, како мушких, тако и женских испитаника. У случају подужне побуде средња квадратна грешка предвиђаних СТНТ одзива LSTM модела била је 0,054, што је показало веома високу тачност обученог модела. Када се посматрала вертикална побуда средња квадратна грешка предвиђаних СТНТ одзива LSTM модела била је 0,046, а у случају вишеосне побуде 0,094.

Развијеном моделу је након тога додат модул у виду обичне неуронске мреже, који може да рачуна укупну *r.m.s.* вредност пондерисаног убрзања, на бази измерених експерименталних података свих испитаника. Модел неуронске мреже је био трениран са 100 епоха тренинга, док је величина серије података била 20. За све врсте побуда фактор корелације у фази тренинга, валидације и тестирања је био преко 98%. Средња квадратна грешка предвиђаних *r.m.s.* вредности пондерисаног убрзања за подужни, вертикални и вишеосни правац, била је 0,024, 0,033 и 0,021, респективно.

Сложеност модела, која узима у обзир различите антропометријске карактеристике испитаника, као и различите амплитуде вибрација и углове нагиба наслона седишта не представља проблем, већ истиче могућност модела да предвиди СТНТ одзив у

фреквентном домену, као и да предвиди осцилаторну удобност преко r.m.s. вредности, у временском домену, дефинисану стандардом SRPS ISO 2631–1:2014.

## 6.1 ДОПРИНОС АУТОРА

Значај ове докторске дисертације огледа се у погледу доприноса аутора који се могу сврстати у две групе: теоријски и експериментални.

Теоријски допринос се огледа у томе што је приказан систематски преглед стања савремених истраживања организован у теоријска и експериментална истраживања. Кроз теоријска истраживања анализирани су радови категорисани према димензији модела, конфигурацији, идентификацији и функцији биодинамичког одговора СТНТ. Експериментална истраживања обухватала су испитивање утицаја WBV при различитим побудама, различитим угловима нагиба наслона седишта и правцима деловања побуде.

Експериментални допринос се огледа у томе што је 30 испитаника било изложено случајним WBV при једноосним или вишеосним вибрацијама за три побуде у фреквентном опсегу 0,1 Hz - 20 Hz, и три угла нагиба наслона седишта. На основу добијених лабораторијских података о понашању тела возача у различитим условима седења утврђен је ранг утицаја фактора на резонантну фреквенцију. На основу тога, формиран је LSTM модел вештачке неуронске мреже који узима у обзир антропометријске карактеристике испитаника и пол, и који је у стању да изврши оцену осцилаторне удобности тела човека. Добијени резултати су показали да развијени модел неуронске мреже има адекватну прецизност биодинамичког моделирања. У предвиђању су узете у обзир антропометријске карактеристике испитаника, различите амплитуде вибрација и углови нагиба наслона седишта, као и различити правци побуда. Модел је способан да предвиђа функцију фреквентног одзива СТНТ у фреквентном домену, а такође, и да предвиђа осцилаторну удобност на бази пондерисаних вредности убрзања, у временском домену, дефинисано стандардом SRPS ISO 2631–1:2014.

## 6.2 ПОТВРЂИВАЊЕ ПОСТАВЉЕНИХ ХИПОТЕЗА

Основне хипотезе докторске дисертације од којих се пошло на основу постављеног циља истраживања и резултата других аутора у подручју истраживања, приказане су и анализирани у наставку текста.

*Нелинеарност система седиште-возач условљена је условима седења*

Експерименталним истраживањем је утврђено да се систем седиште-возач понаша нелинеарно. До овог закључка се дошло анализом различитих антропометријских карактеристика испитаника, који су били изложени како једноосним, тако и вишеосним вибрацијама. Променом услова седења, где се пре свега мисли на правац побуде вибрација, (у једном или два правца), затим променом амплитуде вибрација и угла нагиба наслона седишта, добијени су нелинеарни одговори тела човека мерени функцијама фреквентног одзива СТНТ у два правца: подужном и вертикалном.

*Постоји спрега једноосних и вишеосних вибрација система седиште-возач*

Након анализираних експерименталних података дошло се до закључка да не постоји спрега једноосних и вишеосних вибрација. Функције фреквентног одзива СТНТ су се разликовале, прво у броју значајних локалних максимума, а потом и у опсегу резонантних фреквенција, за оба правца посматрања функције фреквентног одзива СТНТ.

*Функција фреквентног одзива СТНТ даје реалан приказ мере пренетих вибрација кроз тело возача*

Ова хипотеза је потврђена, јер функција фреквентног одзива СТНТ даје реалан приказ мере пренетих вибрација кроз тело човека. Анализом 30 испитаника потврђене су разлике биодинамичког одговора тела човека, у погледу појаве резонантних фреквенција. Утицајним факторима, на основу опсега резонантних фреквенција, је показано која антропометријска карактеристика има највећи утицај, што је било могуће одредити само одређивањем пренетих вибрација кроз тело човека.

*Функција фреквентног одзива СТНТ је објективан параметар за формирање модела за оцену осцилаторне удобности*

На основу експерименталних података свих испитаника, за различите правце побуда, различитог интензитета вибрација и углове нагиба наслона седишта, одређене су функције фреквентног одзива, и ефективних вредности пондерисаних убрзања у временском домену. Применом вештачке интелигенције, на бази добијених резултата, обучена вештачка неуронска мрежа уз помоћ функције фреквентног одзива СТНТ и пондерисаних убрзања, а на бази стандарда SRPS ISO 2631-1:2014, представља објективан параметар за оцену осцилаторне удобности.

### **6.3 ОГРАНИЧЕЊА ПРИ РЕАЛИЗАЦИЈИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Утицај људског фактора био је пресудан на ток експерименталних мерења. Од испитаника је захтевано да удобно седе у прописаном положају са просечним контактом бутина и седишта и да вертикално оријентишу потколенице. Након извесног времена излагања вибрацијама, испитаници су осећали умор и нису били у стању да испоштују тражено и испитивања су морала бити прекидана и настављана након одмора испитаника, што је заправо било највеће ограничење.

### **6.4 ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА**

У комбинацији функције фреквентног одзива СТНТ и r.m.s. вредности пондерисаног убрзања развијен је модел за оцену осцилаторне удобности. Правци даљег развоја ишли би ка интеграцији са реалним окружењем возила. Циљ је да се у модел неуронске мреже укључе експериментални подаци реалног окружења возила који би истражили утицај више различитих квалитета и дебљина испуна седишта на вредност функције фреквентног одзива СТНТ. У плану је примена ефективног принципа одређивања СТНТ експерименталним мерењима.

Такође, у плану је проширење старосне доби обе групе испитаника. На крају, у плану је обука неуронске мреже на обједињеном скупу података мушких и женских испитаника.



---

# 7.

---

## 7 ЛИТЕРАТУРА

- Abdulrazzaq, A., Abdullah, A., & Al-Rajihy, A. (2019). Vibration Control of Automobile Suspension System using Smart Damper. *International Journal of Engineering and Technology*, 19(1), 1-14.
- Allen, G. (1978). A critical look at biomechanical modeling in relation to specifications for human tolerance of vibration and shock. *AGARD Conference Proceedings*, 253, 6–10.
- Andersson, B.J.G., & Örtengren, R. (1974). Lumbar disc pressure and myoelectric back muscle activity during sitting: Studies on an office chair. *Scandinavian Journal of Rehabilitation Medicine*, 3, 104-114.
- Ao, D., Wong, P.K., Huang, W., Xing, T.M., Cao, Y.C., & Zhao, J. (2020). Analysis of Co-Relation Between Objective Measurement and Subjective Assessment for Dynamic Comfort of Vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, 21, 1553-1567.
- Armstrong, J.S. (2001). *Principles of forecasting: A handbook for researchers and practitioners*. Philadelphia, United States: Kluwer Academic Publishers.
- Aziz, S., & Arslan, Y.Z. (2012). Analysis of the vertical vibration effects on ride comfort of vehicle driver. *Journal of Vibroengineering*, 14(2), 559-571.
- Azizan, A., Fard, M., Azari, M.F., & Jazar, R. (2017). Effects of vibration on occupant driving performance under simulated driving conditions. *Applied Ergonomics*, 60, 348-355.
- Basri, B., & Griffin, M.J. (2011). The vibration of inclined backrests: perception and discomfort of vibration applied normal to the back in the x-axis of the body. *Journal of Sound and Vibration*, 330, 4646-4659.
- Basri, B., & Griffin, M.J. (2012). Equivalent comfort contours of vertical seat vibration: effect of vibration magnitude and backrest inclination. *Ergonomics*, 55(8), 909-922.
- Basri, B., & Griffin, M.J. (2013). Predicting discomfort from whole-body vertical vibration when sitting with an inclined backrest. *Applied Ergonomics*, 44(3), 423-434.
- Beard, G.F., & Griffin, M.J. (2013). Discomfort during lateral acceleration: Influence of seat cushion and backrest. *Ergonomics*, 44(4), 588-594.
- Bhise, V.D. (2011). *Ergonomics in the automotive design process*. Boca Raton, United States: CRC Press.
- Bhiwapurkar, M., Saran, V., & Harsha, S. (2019). Effects of posture and vibration magnitude on seat to head transmissibility during exposure to fore-and-aft vibration. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 38(2), 826-838.
- Boileau, P.-É., Wu, X., & Rakheja, S. (1998). Definition of a range of idealized values to characterize seated body biodynamic response under vertical vibration, *Journal of Sound and Vibration*, 215, 841-862.

- Boileau, P.-E. & Rakheja, S. (1998). Whole-body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver: measurement and model development. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 22(6), 449-472.
- Bovenzi, M., & Hulshof, C. (1998). An updated review of epidemiologic studies on the relationship between exposure to whole-body vibration and low back pain. *Journal of Sound and Vibration*, 215, 595-613.
- Box, G.E., & Jenkins, G. M. (1970). *Time Series Analysis: Forecasting and Control*. Minnesota, United States: Holden-Day.
- Box, G.E., Jenkins, G.M., Reinsel, G.C., & Ljung, G.M. (2015). *Time series analysis: forecasting and control*, New Jersey, United States: John Wiley and Sons.
- Brammer, A.J. (2010). *Human response to shock and vibration*. Harris' shock and vibration handbook, McGraw-Hill Professional, New York, United States, Cornwall, 41(1), 41-48.
- Branton, P. (1969). Behaviour, body mechanics and discomfort. *Ergonomics*, 12, 316-327.
- BS-6841. (1987). *British Standard Guide to Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated Shocks*. British Standards Institution.
- Burdzik, R. (2014). *Identification of sources, propagation and structure of vibrations affecting humans in means of transport based on the example of automotive vehicles*. Kaunas, Lithuania: JVE International.
- Burkhard, G., Berger, T., Enders, E., & Schramm, D. (2021). An extended model of the ISO-2631 standard to objectify the ride comfort in autonomous driving. *Work*. 68(s1), S37-S45.
- Currie, G., & Carney, K. (2019). Development of a finite element human vibration model for use in spacecraft coupled loads analysis. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 38(2), 839-851.
- Chaffin, D.B., & Andersson, G. (1984). *Chapter 9: Guidelines for seated work*. In *Occupational Biomechanics*. New York, United States: John Wiley and Sons.
- Chaffin, D.B. (2001a). *Introduction*. *Digital human modeling for vehicle and workplace design*. Pensilvania, United States: SAE International.
- Chaffin, D.B. (2001b). *Digital Human Modeling for Vehicle and Workplace Design*. Warrendale, Pensilvania, United States: SAE International.
- Cho, Y., & Yoon, Y.-S. (2001). Biomechanical model of human on seat with backrest for evaluating ride quality. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 27(5), 331-345.
- Cho, K., van Merrienboer, B., Gulcehre, C., Bahdanau, D., Bougares, F., Schwenk, H., & Bengio, Y. (2014). Learning phrase representations using rnn encoder-decoder for statistical machine translation. *Proceedings of the Empirical Methods in Natural Language Processing*, 1724-1734.
- Che, Z.H., Chiang, T., & Rd, C.E. (2011). Feed-forward neural networks training: a comparison between genetic algorithm and back-propagation learning algorithm. *International Journal of Innovative Computing Information and Control*, 7, 5839-5850.
- Crocker, M.J. (2007). *Handbook of Noise and Vibration Control*. New Jersey, United States: John Wiley and Sons.
- Coermann, R.R. (1962). The mechanical impedance of the human body in sitting and standing position at low frequencies. *Human Factors*, 4, 227-253.

- Cyril, M.H., & Allan, G.P. (2002). *Hari's Shock and Vibration Handbook. Fifth Edition*, New York, United States: McGraw Hill Publication.
- Damiati, S.A. (2020). Digital Pharmaceutical Sciences. *American Association of Pharmaceutical Scientists*, 21(206), 1-12.
- De Carvalho, D.E., & Callaghan, J.P. (2011). Passive stiffness changes in the lumbar spine and effect of gender during prolonged simulated driving. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 41(6), 617-624.
- De Looze, M.P., Kuijt-Evers, L.F., & Van Dieen, J. (2003). Sitting comfort and discomfort and the relationships with objective measures. *Ergonomics*, 46(10), 985-997.
- Demic, M., & Lukic, J. (2009). Investigation of the transmission of fore and aft vibration through the human body. *Applied Ergonomics*, 40, 622-629.
- Denworth, L. (2019). A Significant Problem: Standard scientific methods are under fire. Will anything change?. *Scientific American*, 321(4), 62-67.
- Desai, R., Guha, A., & Seshu, P. (2018). Multibody Biomechanical Modelling of Human Body Response to Direct and Cross Axis Vibration. *Procedia Computer Science*, 133, 494-501.
- DeShaw, J., & Rahmatalla, S. (2016). Effect of lumbar support on human-head movement and discomfort in whole-body vibration. *Occupational Ergonomics*, 13(1), 3-14.
- DeShaw, J. (2013). *New methodologies for evaluating human biodynamic response and discomfort during seated whole-body vibration considering multiple postures*. PhD thesis, Iowa, United States: University of Iowa.
- Despotovic, S., Despotovic, Z., & Sudarevic, S. (2009). High performances signal generator implemented on two axes hydraulic pulsator. *IEEE EUROCON*, 1467-1473.
- Dewangan, K.N., Rakheja, S., Marcotte, P., & Shahmir, A. (2013c). Comparisons of apparent mass responses of human subjects seated on rigid and elastic seats under vertical vibration. *Ergonomics*, 56(12), 1806-1822.
- Dewangan, K.N., Shahmir, A., Rakheja, S. & Marcotte P. (2013b). Vertical and Fore-Aft Seat-to-Head Transmissibility Response to Vertical Whole Body Vibration: Gender and Anthropometric Effects. *Journal of low frequency noise, vibration and active control*, 32(1+2), 11-40.
- Dewangan, K.N., Shahmir, A., Rakheja, S., & Marcotte, P. (2013a). Seated body apparent mass response to vertical whole body vibration: Gender and anthropometric effects. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 43(4), 375-391.
- Dewangan, K.N., Rakheja, S., & Marcotte, P. (2018). Gender and anthropometric effects on whole-body vibration power absorption of the seated body. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 37(2), 167-190.
- Dormegnien, E., Richard, L.B., & Ladoux, M. (2001). Human perception of sinusoidal rotational steering wheel vibration, *Engineering*, 1-13.
- Dupuis, H., & Zerlett G. (1986). *The Effects of Whole-Body Vibration*. New York, United States: Springer-Verlag.
- Dupuis, H., & Zerlett, G. (1987). Whole-body vibration and disorders of the spine. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 59(4), 323-336.
- Ebe, K., & Griffin, M. J. (2000a). Qualitative models of seat discomfort including static and dynamic factors. *Ergonomics*, 43(6), 771-790.

- Ebe, K., & Griffin, M.J. (2000b). Quantitative prediction of overall seat discomfort. *Ergonomics*, 43(6), 791-806.
- Eletter, S.F., Yaseen, S.G. & Elrefae, G.A. (2010). Neuro-Based Artificial Intelligence Model for Loan Decisions. *American Journal of Economics and Business Administration*, 2(1), 27-34.
- Fairley, T.E., & Griffin, M.J. (1989). The apparent mass of the seated human body: vertical vibration. *Journal of Biomechanics*, 22(2), 81-94.
- Fairley, T.E., & Griffin, M.J. (1990). The apparent mass of the seated human body in the fore-and-aft and lateral directions. *Journal of Sound and Vibration*, 139, 299-306.
- Fakhrulddin, A., Fei, X., & Hanchao, L. (2017). Convolutional neural networks (CNN) based human fall detection on Body Sensor Networks (BSN) sensor data. *4<sup>th</sup> International Conference on Systems and Informatics (ICSAI)*, 1461-1465.
- Fethke, B. N., Schall, M.C., Merlino, L.A., Chen, H., Branch, A.C., & Ramaswamy, M. (2018). Whole-Body Vibration and Trunk Posture During Operation of Agricultural Machinery, *Annals of Work Exposures and Health*, 62(9), 1123-1133.
- Filipović, I. (2006). *Motori i motorna vozila*. Tuzla: Mašinski fakultet Univerziteta u Tuzli.
- Fischer, M., Vialleron, T., Laffaye, G., Fourcade, P., Hussein, T., Chèze, L., Deleu, P. A., Honeine, J. L., Yiou, E., & Delafontaine, A. (2019). Long-Term Effects of Whole-Body Vibration on Human Gait: A Systematic Review and Meta-Analysis. *Frontiers in neurology*, 10, 627.
- Frost, B.L., Hubbard, R.P., & Boughner, R.L. (1997). Development of back contours for automobile seat design. *SAE Conference 1997*, SAE, 970590.
- Gabriel, M. (2022). *LOESS regression smoothing*. MATLAB Central File Exchange. Las Vegas: MathWorks.
- Gallais, C. (2008). *Effect of vibration exposure duration on discomfort*. PhD thesis, Southampton, England: Faculty of engineering science and mathematics institute of sound and vibration research, University of Southampton.
- Gan, Z., Hillis, A.J., & Darling, J. (2013, September 9-12). Development of a biodynamic model of a seated Human body exposed to low frequency whole-body Vibration. *11<sup>th</sup> International Conference on Vibration Problems*, Lisbon, Portugal.
- Gant L.C., Wilder D.G., & Wasserman D.E. (2012). Human Response to Single and Combined Sinusoidal Vertical Vibration - Revisited. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 31(1), 21-28.
- Gardner, M.W., & Dorling, S.R. (1998). Artificial neural networks (the multilayer perceptron)-a review of applications in the atmospheric sciences. *Atmospheric Environment*, 32(14-15), 2627-2636,
- Gohari, M., Rahman, R.A., Raja, R.I., & Tahmasebi, M. (2011). New biodynamical model of human body responses to vibration based on artificial neural network, *14<sup>th</sup> Asia Pacific Vibration Conference*, Dynamics for Sustainable Engineering, Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong SAR, China.
- Gohari, M., Rahman, R.A., Raja, R.I., & Tahmasebi, M. (2012). A novel artificial neural network biodynamic model for prediction seated human body head acceleration in vertical direction, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 31(3), 205-216.

- Gohari, M., Rahman, R.A., Tahmasebi, M., & Nejat, P. (2014). Off-road vehicle seat suspension optimisation, part I: derivation of an artificial neural network model to predict seated human spine acceleration in vertical vibration. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 33(4), 429-441.
- Goyal, D., & Pabla, B.S. (2016). The Vibration Monitoring Methods and Signal Processing Techniques for Structural Health Monitoring: A Review. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 23, 585-594.
- Griffin, M.J. (1975). Levels of whole-body vibration affecting human vision. *Aviation, Space, and Environmental Medicine*, 46(8), 1033-1040.
- Griffin, M.J. (1975). Vertical vibration of seated subjects: effects of posture, vibration level, and frequency. *Aviation Space and Environmental Medicine*, 46(3), 269-276.
- Griffin, M.J. (1978). The evaluation of vehicle vibration and seats. *Applied Ergonomics*, 9(1), 15-21.
- Griffin, M.J. (1990). *Handbook of Human Vibration*. Academic Press, London.
- Griffin, M.J. (2007). Discomfort from feeling vehicle vibration. *Vehicle System Dynamics*, 45(7-8), 679-698.
- Griffin, M.J., & Whitham, E.M. (1978). Individual variability and its effect on subjective and biodynamic response to whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 58(2), 239-250.
- Griffin, M.J., & Whitham, E.M. (1980a). Discomfort produced by impulsive whole-body vibration. *Journal of the Acoustical Society of America*, 68, 1277-1284.
- Griffin, M.J., & Whitham, E.M. (1980b). Time dependency of whole-body vibration discomfort. *Journal of the Acoustical Society of America*, 68(5), 1522-1523.
- Griffin, M.J., Lewis, C.H., Parsons, K.C., & Whitham, E.M. (1978c). The biodynamic response of the human body and its application to standards. *Proceedings of the AGARD Conference*, 253, 18.
- Griffin, M.J., Lewis, C.H., Parsons, K.C., & Whitham, E.M. (1979). The biodynamic response of the human body and its application to standards. *AGARD Conference Proceedings*, 253, Paris, France.
- Guclu, R., & Gulez, K. (2008). Neural network control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model using PMSM, *Mathematical and Computer Modelling*, 47(11), 1356-1371.
- Gyi, D.E. (2013). Driving Posture and Healthy Design. In: *Automotive Ergonomics: Driver-vehicle interaction*. CRC Press: Florida, 123-131.
- Gyi, D.E., & Porter, J. M. (1998). Musculoskeletal problems and driving in police officers. *Occupational Medicine*, 48(3), 153-160.
- Hagena, F.W., Wirth, C.J., & Piehler, J. (1985). In-vivo experiments on the response of the human spine to sinusoidal Gz-vibration. *AGARD Conference Proceedings*, 378, 1-12.
- Hansson, T., Magnusson, M., & Broman, H. (1991). Back muscle fatigue and seated whole body vibrations: an experimental study in man. *Clinical Biomechanics*, 6, 173-178.
- Hess, J.L. & Lombard, C.F. (1958). Theoretical investigations of dynamic response of man to high vertical accelerations. *Aviation Medicine*, 29, 66-75.

- Hinz, B., & Seidel, H. (1987). The nonlinearity of human body's dynamic response during sinusoidal whole-body vibration. *Industrial Health*, 25, 169-181.
- Hinz, B., Blüthner, R., Menzel, G., Rützel, S., Seidel, H., & Wölfel, H.P. (2006). Apparent mass of seated men – Determination with single and multi-axis excitation at different magnitudes. *Journal of Sound and Vibration*, 298, 788-809.
- Hinz, B., Menzel, G., Blüthner, R., & Seidel, H. (2001). Transfer functions as a basis for the verification of models e variability and restraints. *Clinical Biomechanics*, 16(1), S93-S100.
- Hinz, B., Menzel, G., Blüthner, R., & Seidel, H. (2010). Seat-to-head Transfer Function of Seated Men - Determination with Single and Three Axis Excitations at Different Magnitudes. *Industrial Health*, 48, 565-583.
- Hinz, B., Seidel, H., Menzel, G., & Blüthner, R. (2002). Effects related to random whole-body vibration and posture on a suspended seat with and without backrest. *Journal of Sound and Vibration*, 253, 265-282.
- Hinz, B., Seidel, H., Menzel, G., Gericke, L., Blüthner, R., & Keitel, J. (2004). *Seated occupant apparent mass in automotive posture – examination with groups of subjects characterized by a representative distribution of body mass and body height*. FIOSH Document 2004/4 Z.ARB.WISS.
- Holmlund, P., Lundström, R., & Lindberg, L. (2000a). Mechanical impedance of the human body in the horizontal direction. *Journal of Sound and Vibration*, 215(4), 801-812.
- Holmlund, P., Lundström, R., & Lindberg, L. (2000b). Mechanical impedance of the human body in vertical direction. *Applied Ergonomics*, 31(4), 415-422.
- Homer, P. M. (2008). Perceived quality and image: When all is not “rosy”. *Journal of Business Research*, 61(7), 715-723.
- Hochreiter, S., & Schmidhuber, J. (1997). Long short-term memory. *Neural Computation*, 9(8), 1735-1780.
- Howarth, H. V., & Griffin, M. J. (1988). The frequency dependence of subjective reaction to vertical and horizontal whole-body vibration at low magnitudes. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 83(4), 1406-1413.
- Huang, F., Zhao, C., Huang, Y., Dai, P., Hao, D., & Yue, Y. (2018). Study on the Evaluation Model of Vehicle Comfort Based on the Neural Network. *IFAC-PapersOnLine*, 51, 553-558.
- Hulshof, C., & Veldhuijzen van Zanten, B.(1987). Whole-body vibration and low back pain-A review of epidemiologic studies. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 59, 205-220.
- Hubbard, R., Haas, W., Boughner, R., Canole, R. et al. (1993). New Biomechanical Models for Automobile Seat Design, *SAE Technical Paper*, 35-42.
- Hwang, K., & Faye, A. (1984). *Computer Architecture and Parallel Processing*. New York, United States: McGraw-Hill.
- Hyndman, R.J., & Athanasopoulos, G. (2018). *Forecasting: principles and practice*. 2<sup>nd</sup> edition, Melbourne, Australia: OTexts.
- Hyndman, R.J., & Khandakar, Y. (2008). Automatic Time Series Forecasting: The forecast Package for R. *Journal of Statistical Software*, 27, 1-22.
- ISO 2631-1. (1997). *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements*.

- ISO 2631-2. (2003). *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 2. Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz)*.
- ISO 2631-4. (2001). *Mechanical vibration and shock- Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 4: Guidelines for the evaluation of the effects of vibration and rotational motion on passenger and crew comfort in fixed-guideway transport systems*". Texas Tech University.
- ISO 2631-5. (2004). *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 5: Method for evaluation of vibration containing multiple shocks*.
- ISO 5349-2. (2001). *Mechanical vibration - Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration — Part 2: Practical guidance for measurement at the workplace*.
- ISO 5982. (2019). *Mechanical vibration and shock - Range of idealized values to characterize human biodynamic response under whole-body vibration*.
- ISO 2631-1. (1997). *Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. Part 1: General Requirements*. International Organization for Standardization, Geneva.
- ISO 2631-1. (2014). Mehaničke vibracije i udari - Vrednovanje izlaganja ljudi vibracijama celog tela - Deo 1: Opšti zahtevi.
- ISO 7962. (1987). *Mechanical vibration and shock - Mechanical transmissibility of the human body in the z direction*.
- Jalil, N.A.A., & Griffin, M. J. (2008). Fore-and-aft apparent mass of the back: Nonlinearity and variation with vertical location. *Journal of Sound and Vibration*, 318(4–5), 1348-1363.
- Ji, X., Eger, T.R., & Dickey, J.P. (2015). Development of a seat selection algorithm to match industrial seats with specific forestry vibration exposures. *International Journal of Forest Engineering*. 26(1), 48-59.
- Johnston, M.E., Bateman, S.C. & Rance, B.H. (1978). *Vibration Transmission to the Head of Subjects Seated in an Experimental Reclined Seat*. Farnborough Technical Memorandum FS 182, Farnborough, United Kingdom: Royal Aircraft Establishment.
- Joshi, G., Bajaj, A.K., & Davies, P. (2010). Whole-body vibratory response study using a nonlinear multi-body model of seat-occupant system with viscoelastic flexible polyurethane foam. *Industrial Health*, 48, 663-674.
- Junxi, F., Xiaohai, H., Qizhi, T., Chao, R., Honggang, C., & Yang, L. (2019). Reconstruction of porous media from extremely limited information using conditional generative adversarial networks. *Physical Review E*, 100(3), 1-14.
- Keller, K. L. (1993). Conceptualizing, measuring, and managing customer-based brand equity. *The Journal of Marketing*, 1-22.
- Keller, T.S., Colloca, C.J. & Béliveau, J.G. (2002). Force-deformation response of the lumbar spine: a sagittal plane model of posteroanterior manipulation and mobilization. *Clinical Biomechanics*, 17(3), 185-196.
- Kim, M.S., Kim, K.W., & Yoo, W.S. (2011). Method to objectively evaluate subjective ratings of ride comfort. *International Journal of Automotive Technology*, 12, 831-837.
- Kim, S., White, S., Bajaj, A. & Davies, P. (2003). Simplified models for the vibration of mannequins in car seats. *Journal of Sound and Vibration*, 264, 49-90.

- Kim, T.H., Kim, Y.T., & Yoon, Y.S. (2005). Development of a biomechanical model of the human body in a sitting posture with vibration transmissibility in vertical direction. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 35(9), 817-829.
- Kitazaki, S., & Griffin, M.J. (1995). A data correction method for surface measurement of vibration on the human body. *Journal of Biomechanics*, 28, 885-890.
- Kitazaki, S., & Griffin, M.J. (1997a). A modal Analysis Whole-body vertical vibration, using a finite element model of the human body. *Journal of Sound and Vibration*, 200(1), 83-103.
- Kitazaki, S., & Griffin, M.J. (1997b). Resonance behaviour of the seated human body and effects of posture. *Journal of biomechanics*, 31(2), 143-149.
- Kjellberg, A., & Wikström, B.O. (1985a). Whole-body vibration: Exposure time and acute effects-a review. *Ergonomics*, 28, 535-544.
- Kjellberg, A., & Wikström, B.O. (1985b). Subjective reactions to whole-body vibration of short duration. *Journal of Sound and Vibration*, 99, 415-424.
- Kolich, M. (2004). Predicting automobile seat comfort using a neural network. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 33, 285-293.
- Kolich, M. (2008). A conceptual framework proposed to formalize the scientific investigation of automobile seat comfort. *Applied Ergonomics*, 39(1), 15-27.
- Kumar, V., & Saran, V.H. (2015). Influence of postures and vibration magnitude on seat-to-head transmissibility during uniaxial whole body vibration exposure. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 11(2), 149-164.
- Kumar, V., & Saran, V.H. (2016). Seat-to-Head Transmissibility and Reading Discomfort of the Seated Subjects Exposed to Whole Body Vibration. *International Journal of Acoustics and Vibration*, 21(1), 67-74.
- Kumbhar, P. B. (2013). *Simulation-based virtual driver fatigue prediction and determination of optimal vehicle seat dynamic parameters*. PhD thesis, Broadway, United States: Texas Tech University.
- Kyung, G., & Nussbaum, M.A. (2008a). Driver sitting comfort and discomfort (part II): Relationships with and prediction from interface pressure. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38(5), 526-538.
- Kyung, G., & Nussbaum, M.A. (2009). Specifying comfortable driving postures for ergonomic design and evaluation of the driver workspace using digital human models. *Ergonomics*, 52(8), 939-953.
- Kyung, G., Nussbaum, M.A., & Babski-Reeves, K. (2008b). Driversitting comfort and discomfort (part I): Use of subjective ratings in discriminating car seats and correspondence among ratings. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38, 516-525.
- Latham, F. (1957). A study in body ballistics: seat ejection. *Proceedings of the Royal Society B-147*, 121-139.
- LeCun, Y., & Bengio, Y. (1995). Convolutional networks for images, speech, and time series. *The handbook of brain theory and neural networks*, 3361(10), 1-14.
- Legg, S., & Hutter, M. (2007). A Collection of Definitions of Intelligence. *Advances in Artificial General Intelligence: Concepts, Architectures and Algorithms*, 157, 17-24.



- Li, W., Zhang, M., Lv, G., Han, Q., Gao, Y., Wang, Y., Tan, Q., Zhang, M., Zhang, Y., & Li, Z. (2015). Biomechanical response of the musculoskeletal system to whole body vibration using a seated driver model. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 45, 91-97.
- Liu, C., Qiu, Y., & Griffin, M.J. (2015). Finite element modelling of human-seat interactions: vertical in-line and fore-and-aft cross-axis apparent mass when sitting on a rigid seat without backrest and exposed to vertical vibration. *Ergonomics*, 58(7), 1207-1219.
- Liang, C., & Chiang, C. (2006). A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 36, 869–890.
- Liang, C., & Chiang, C. (2008). Modeling of a Seated Human Body Exposed to Vertical Vibrations in Various Automotive Postures. *Industrial Health*, 46, 125-137.
- Little, E., Handrickx, P., Mergay, M & Deel, J. Ride Comfort Analysis: Practice and procedures. *Symposium on International Automotive Technology (SIAT “99) SAE 990053*.
- Liu, X.X., Shi, J., & Li, G.H. (1998). Biodynamic response and injury estimation of ship personnel to ship shock motion induced by underwater explosion. *Proceeding of 69th Shock and Vibration Symposium*, 18, 1-18.
- Loczi, J., & Dietz, M. (1999). Posture and Position Validation of the 3-D CAD Manikin RAMSIS for Use in Automotive Design at General Motors. *SAE, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space*.
- Loslever, P., & Lepoutre, F.X. (2004). Analysis of objective and subjective data using fuzzy coding and multiple correspondence analysis: principle and example in a sitting posture study. *Theoretical Issues in Ergonomics Science*, 5(5), 425.
- Lukić, J., & Mačužić Saveljić, S. (2021, September 6-7). ANN driver model based on seat to head transmissibility. *10<sup>th</sup> International Automotive Technologies Congress, OTEKON 2020, Bursa, Türkiye*, 393-399.
- Lukić, J., Mačužić, S., Glišović, J., & Taranović, D. (2014, October 9-10). Human body transmissibility response to vertical whole body vibration: anthropometrics effects– case study serbia. *International Congress Motor Vehicles & Motors Kragujevac*, 539-546.
- Lukić, J., & Mačužić, S. (2019, May 24-26). Seated human body responses to dual-axis vibration, *Proceedings of 14th International Conference on Accomplishments in Mechanical and Industrial Engineering DEMI 2019, Banja Luka, Republika Srpska*, 1-5.
- Lundström, R., & Holmlund, P. (1998). Absorption of energy during whole-body vibration exposure. *Journal of Sound and Vibration*, 215(4), 789-799.
- Macuzic Saveljic, S., Arsic, B., Saveljic, I., Lukic, J., & Filipovic N. (2022). Artificial neural network for prediction of seat-to-head frequency response function during whole body vibrations in the fore-and-aft direction. *Technical Gazette*, 29(6), 2001-2007.
- Mačužić, S., & Lukić, J. (2018b, May 7-8). Assessment of the human body discomfort in the vehicle. *9<sup>th</sup> International Automotive Technologies Congress, OTEKON, Bursa, Turkey*, 210-218.
- Mačužić, S., Lukić, J. & Ružić, D. (2018a). Three-Dimensional Simulation of the McPherson Suspension System. *Tehnički vjesnik*, 25(5), 1286-1290.
- Mačužić, S., Lukić, J., Glišović, J., & Miloradović, D. (2017, November 8-10). Pedal force determination respect to ride comfort. *The International Congress of Automotive and Transport Engineering, CAR 2017, Pitesti, Romania*, 8-10.

- Madakashira, P.A. (2011). *Experimental and Analytical study of Transmission of Whole-body Vibration to Segments of the Seated Human Body*. PhD thesis, Montréal, Canada: Concordia University.
- Madaeni, F., Chokmani, K., Lhissou, R., Homayouni, S., Yves, G., & Tolszczuk-Leclerc, S. (2021). Convolutional Neural Network and Long Short-Term Memory Models for Ice-Jam Prediction. *The Cryosphere*, 16(4), 1447-1468.
- Magnusson, M., & Pope, M. (1998). A review of the biomechanics and epidemiology of working postures (it isn't always vibration which is to blame!). *Journal Sound and Vibration*, 215(4), 965-976.
- Mandapuram, S., Rakheja, S., Boileau, P.-E., Maeda, S., & Shibata, N. (2010). Apparent mass and seat-to-head transmissibility responses of seated occupants under single and dual axis horizontal vibration. *Industrial Health*, 48, 698–714.
- Mandapuram, S., Rakheja, S., Ma, S., & Demont, R. (2005). Influence of back support conditions on the apparent mass of seated occupants under horizontal vibration. *Industrial Health*, 43, 421–35.
- Mandapuram, S., Rakheja, S., Marcotte, P., & Boileau, P-E. (2011). Analyses of biodynamic responses of seated occupants to uncorrelated fore-aft and vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 330(16), 4064–4079.
- Mandapuram, S.C. (2012). Biodynamic responses of the seated occupants to multi-axis whole-body vibration. *The department of Mechanical and Industrial Engineering*, Montreal, PhD thesis.
- Mandic, D.P., & Chambers, J.A. (2001). *Recurrent Neural Networks for Prediction: Learning Algorithms, Architectures and Stability*. New Jersey, United States: John Wiley & Sons.
- Mansfield, N. (2017, June 7-8). Vibration and shock in vehicles: new challenges, new methods, new solutions, *Comfort congress*, Salerno.
- Mansfield, N.J. & Maeda, S. (2007). The apparent mass of the seated human exposed to single axis and multi-axis whole-body vibration. *Journal of Biomechanics*, 40, 2543-2551.
- Mansfield, N.J. (2013). Human Response to Vibration. In: *Automotive Ergonomics: Driver-vehicle interaction*. CRC Press, Florida, 77-95.
- Mansfield, N.J., & Maeda, S. (2007). The apparent mass of the seated human exposed to single axis and multi-axis whole-body vibration. *Journal of Biomechanics*, 40, 2543-2551.
- Mansfield, N.J., Mackrill, J., Rimell, A.N., & MacMull, S.J. (2014). Combined effects of long-term sitting and whole-body vibration on discomfort onset for vehicle occupants. *International Scholarly Research Notices*, 2014, 1-8.
- Mansfield, N., Sammonds, G., & Nguyen, L. (2015). Driver discomfort in vehicle seats-Effect of changing road conditions and seat foam composition. *Applied ergonomics*, 50, 153-159.
- Mansfield, N.J. & Griffin, M.J. (2000). Nonlinearities in apparent mass and transmissibility during exposure to whole-body vertical vibration. *Journal of Biomechanics*, 33, 933-941.
- Mansfield, N.J. (2004). *Human Response to Vibration*. Florida: CRC Press.
- Mansfield, N.J., Holmlund, P., & Lundström, R. (2001). Apparent mass and absorbed power during exposure to whole-body vibration and repeated shocks. *Journal Sound Vibration*, 248(3), 427-440.

- Mansfield, N.J., Holmlund, P., Lundstrom, R., Lenzuni, P., & Nataletti, P. (2006). Effect of vibration magnitude, vibration spectrum and muscle tension on apparent mass and cross axis transfer functions during whole-body vibration exposure. *Journal of Biomechanics*, 39, 3062-3070.
- Marsili, A., Ragni, L., Santoro, G., Servadio, P., & Vassalini, G. (2002). Innovative Systems to Reduce Vibrations on Agricultural Tractors: Comparative Analysis of Acceleration Transmitted Through the Driving Seat. *Biosystems Engineering*, 81(1), 35-47.
- Matsumoto, Y., & Griffin, M.J. (2002b). Non-linear characteristics in the dynamic responses of seated subjects exposed to vertical whole-body vibration. Transactions of the ASME. *Journal of Biomechanical Engineering*, 124(5), 527-532.
- Matsumoto, Y., & Griffin, M.J. (1998). Movement of the upper body of seated subjects exposed to vertical whole-body at the principal resonance frequency. *Journal of Sound and Vibration*, 215(4), 734-762.
- Matsumoto, Y., & Griffin, M.J. (1998). Movement of the upper body of seated subjects exposed to vertical whole-body at the principal resonance frequency. *Journal of Sound and Vibration*, 215, 734-762.
- Matsumoto, Y., & Griffin, M.J. (2000). Comparison of biodynamic responses in standing and seated human bodies. *Journal of Sound and Vibration*, 238(4), 691-704.
- Matsumoto, Y. & Griffin, M.J. (2001). Modeling the dynamic mechanisms associated with principal resonance of the seated subjects human body. *Clinical Biomechanics*, 16(1), S31-S44.
- Matsumoto, Y., & Griffin, M.J. (2002a). Effect of muscle tension on non-linearities in the apparent masses of seated subjects exposed to vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), 77-92.
- May, P., Zhou, E., Lee, & C.W. (2012). Learning in fully recurrent neural networks by approaching tangent planes to constraint surfaces. *Neural Network*, 34, 72-79.
- Mertens, H. (1978). Nonlinear behavior of sitting humans under increasing gravity. *Aviation, Space and Environmental Medicine*, 49(2), 287-298.
- Mihai, I., & Andronic, F. (2014). Behavior of a semi-active suspension system versus a passive suspension system on an uneven road surface. *Mechanika*, 20(1), 64-69.
- Miwa, T. (1975). Mechanical impedance of human body in various postures. *Industrial Health*, 13, 1-22.
- Morgan, L.J. (2011). *The influence of whole-body vibration and axial rotation on musculoskeletal discomfort of the neck and trunk*. PhD thesis, UK: Loughborough University.
- Muksian, R., & Nash, C.D. (1974). A model for the response of seated humans to sinusoidal displacements of the seat. *Journal of Biomechanics*, 7, 209-215.
- Muksian, R., & Nash, C.D. (1976). On frequency-dependent damping coefficients in lumped-parameter models of human beings. *Journal of Biomechanics*, 9, 339-342.
- Nachemson, A.L., Andersson, B.J., & Schultz, A.B. (1986). Valsalva maneuver biomechanics. Effects on lumbar trunk loads of elevated intraabdominal pressures. *Spine*, 11(5), 476-479.
- Nahm, S.L., Lawrence, W.S., & Leda L.R. (1990). Review of selected literature related to seating discomfort. Michigan: University of Michigan.

- Nawayseh, N. (2001, September 12-14). Non-linear behaviour and two dimensional movement of the human body in response to vertical vibration. *Proceeding of the 36th UK Conference on Human Response to Vibration*, Farnborough, United Kingdom.
- Nawayseh, N. (2018). Tri-Axial Vibration of the Head of Car Driver under Different Seating Conditions. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 15(2), 5178-5194.
- Nawayseh, N., & Griffin, M. (2005a). Tri-axial forces at the seat and backrest during whole-body fore-and-aft vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 281(3), 921-942.
- Nawayseh, N., & Griffin, M.J. (2003). Non-linear dual-axis biodynamic response to vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 268, 503-23.
- Nawayseh, N., & Griffin, M.J. (2004). Tri-axial forces at the seat and backrest during whole-body vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 277, 309-326.
- Nawayseh, N., & Griffin, M.J. (2005b). Non-linear dual-axis biodynamic response to fore-and-aft whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 282, 831-862.
- Nawayseh, N., & Griffin, M.J. (2005c). Effect of seat surface angle on forces at the seat surface during whole-body vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 284, 613-634.
- Nélisse, H., Patra, S., Rakheja, S., Boutin, J., & Boileau, P-É. (2008). Assessments of two dynamic manikins for laboratory testing of seats under whole-body vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38, 457-470.
- Nishiyama, S., Uesugi, N., Takeshima, T., Kano, Y., & Togi, H. (2000). Research on vibration characteristics between human body and seat, steering wheel, and pedals (effects of seat position on ride comfort). *Journal of Sound and Vibration*, 236(1), 1-21.
- Paddan, G.S., & Griffin, M.J. (1988a). The transmission of translational seat vibration to the head-I. Vertical seat vibration. *Journal of Biomechanics*, 21(3), 191-197.
- Paddan, G.S., & Griffin, M.J. (1988b). The transmission of translational seat vibration to the head, II. Horizontal seat vibration. *Journal of Biomechanics*, 21(3), 199-206.
- Paddan, G.S., & Griffin, M.J. (1994). Transmission of roll and pitch vibration to the head. *Ergonomics*, 37(9), 1513-1531.
- Paddan, G.S., & Griffin, M.J. (1998). A review of the transmission of translational seat vibration to the head. *Journal of Sound and Vibration*, 215(4), 863-882.
- Paddan, G.S., & Griffin, M.J. (2000). Transmission of yaw seat vibration to the head. *Journal of Sound and Vibration*, 229(5), 1077-1095.
- Panjabi, M.M., Andersson, G.B.J., Jorneus, L., Hult, E., & Mattsson, L. (1986). In vivo measurements of spinal column vibrations. *Journal of bone and joint surgery*, 68-A(5), 695-702.
- Pankoke, S., Hofmann, J. & Woelfel, H.P. (2001). Determination of vibration-related spinal loads by numerical simulation. *Clinical Biomechanics*, 16(1), S45-S56.
- Parsons, K. C. (2000). Environmental ergonomics: a review of principles, methods and models. *Applied Ergonomics*, 31(6), 581-594.
- Parsons, K. C., Griffin, M. J., & Whitham, E. M. (1982). Vibration and comfort III. Translational vibration of the feet and back. *Ergonomics*, 25(8), 705-719.

- Parsons, K.C., & Griffin, M.J. (1988). Whole-body vibration perception thresholds. *Journal of Sound and Vibration*, 121(2), 237-258.
- Patil, M.K., Palanichamy, M.S., & Ghista, D.N. (1977). Dynamic response of the human body seated on a tractor and effectiveness of suspension systems. *SAE Paper*, 770932, 755-792.
- Patra, S.K., Rakheja, S., Nelisse, H., Boileau P-É., & Boutin, J. (2008). Determination of reference values of apparent mass responses of seated occupants of different body masses under vertical vibration with and without a back support. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38, 483-498.
- Pope, M.H., Broman, H., & Hanson, T. (1990). Factors affecting the dynamic response of the seated subject. *Journal of Spinal disorders*. 3(2), 135-142.
- Pope, M.H., Svensson, M., & Broman, H. (1986). Mounting of the transducer in measurements of segmental motion of the spine. *Journal of Biomechanics*, 19(8), 675-677.
- Popovic, V., Vasic, B., Petrovic, M., & Mitic, S. (2011). System approach to vehicle suspension system control in CAE environment. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 57(2), 100-109.
- Porter, J.M., & Gyi, D.E. (2002). The prevalence of musculoskeletal troubles among car drivers. *Occupational Medicine*, 52(1), 4-12.
- Porter, J.M., Gyi, D.E., & Tait, H.A. (2003). Interface pressure data and the prediction of driver discomfort in road trials. *Applied Ergonomics*, 34(3), 207-214.
- Pranesh, A., Rakheja, S., & DeMont, R. (2008). Analysis of biodynamic responses of a seated body under vertical vibration, *International Journal on Industrial Risks Engineering*, 1, 102-119.
- Pranesh, A.M., Rakheja, S., & Demont, R. (2010). Influence of support conditions on vertical whole-body vibration of the seated human body. *Industrial Health*, 48, 682-697.
- Qassem, W., & Othman, M.O. (1996). Vibration effects on sitting pregnant women-subjects of various masses. *Journal of Biomechanics*, 29(4), 493-501.
- Qassem, W., Othman, M.O., & Abdul-Majeed, S. (1994). The effects of vertical and horizontal vibrations on the human body. *Medical Engineering & Physics*, 16(2), 151-161.
- Qiu, Y., & Griffin, M.J. (2010). Biodynamic responses of the seated human body to single-axis and dual-axis vibration. *Industrial Health*, 48, 615-627.
- Quang, H.N., Hai-Bang, L., Lanh, S.H., Al-Ansari, N., Van Le, H., Van, Q.T., Indra, P., & Binh, T.P. (2021). Influence of Data Splitting on Performance of Machine Learning Models in Prediction of Shear Strength of Soil. *Mathematical Problems in Engineering*, 2021, 1-15.
- Радовић, М. (2015). *Технике истраживања података и оптимизација математичких модела у биомедицинском инжењерингу*. Докторска дисертација, Крагујевац: Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу.
- Rahmatalla, S., & DeShaw, J. (2011). Effective seat-to-head transmissibility in whole-body vibration: Effects of posture and arm position. *Journal of Sound and Vibration*, 330(25), 6277-6286.
- Rakheja, S., Dewangan, K.N., Dong, R.G., & Marcotte, P. (2020a). Whole-body vibration biodynamics - a critical review: I. Experimental biodynamics. *International Journal of Vehicle Performance (IJVP)*, 6(1), 1-51.

- Rakheja, S., Dewangan, K.N., Dong, R.G., & Pranesh, A. (2020b). Whole-body vibration biodynamics - a critical review: II. Biodynamic modelling. *International Journal of Vehicle Performance (IJVP)*, 6(1), 52-84.
- Rakheja, S., Dong, R.G., Patra, S., Boileau, P-É., Marcotte, P., & Warren, C. (2010). Biodynamics of the human body under whole-body vibration: Synthesis of the reported data. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 40(6), 710-732.
- Rakheja, S., Mandapuram, S., & Dong, R. (2008). Energy absorption of seated occupants exposed to horizontal vibration and role of back support. *Industrial Health*, 46, 550-66.
- Rakheja, S., Stiharu, I., & Boileau, P-É. (2002). Seated occupant apparent mass characteristics under automotive postures and vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 253, 57-75.
- Ramalingam, M., & Jebaseelan, D.D. (2019). The effect of vibration characteristics of an automotive seating system on ride comfort - A finite element study. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 233(18), 6588-6601.
- Randall, J. M., Matthews, R. T., & Stiles, M. A. (1997). Resonant frequencies of standing humans. *Ergonomics*, 40(9), 879-886.
- Rasmussen, G. (1982). Human body vibration exposure and its measurement. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 73(6), 22-29.
- Ravnik, D. (2004). *The influence of mechanical vibrations on the shape and functional stability of the head-neck complex*. PhD thesis, Univerzita Karlova.
- Reed, M.P. (2000). *Survey of auto seat design recommendations for improved comfort*. Ann Arbor, United States: University of Michigan.
- Reinschke, K. (2014). *Lineare Regelungs-und Steuerungstheorie*. Berlin, Germany: Springer Vieweg.
- Richards, L.G. (1980). On the psychology of passenger comfort. *Human Factors in Transport Research*, 2, 15-23.
- Sammonds, G.M., Frey, M.J., & Mansfield, N.J. (2014). Overall car seat discomfort onset during long duration driving trials. *Advances in Physical Ergonomics and Human Factors: Part II*, 15, 25-32.
- Sandover, J., & Dupuis, H. (1987). A reanalysis of spinal motion during vibration. *Ergonomics*, 30, 975-985.
- Seidl, A. (1994). *Das Menschmodell RAMSIS. Analyse, Synthese und Simulation dreidimensionaler Körperhaltung des Menschen*. (the man model RAMSIS: Analysis, synthesis and simulation of three-dimensional human posture). PhD thesis, Munich, Germany: Technical University of Munich.
- Seidl, A. (1997). *RAMSIS- A new CAD tool for Ergonomic Analysis of Vehicles Development for the German Automotive Industry*. Pittsburgh, United States: SAE International.
- Shibata, N. (2015). Effect of phase difference on biodynamic response of seated body to dual-axis vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 45, 55-63.
- Shoenberger, R.W., & Harris, C.S. (1971). Psychophysical assessment of whole-body vibration. *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society*, 13(1), 41-50.

- Siddique, M.A.B., Khan, M.M.R., Arif, R.B., & Ashrafi, Z. (2018). Study and Observation of the Variations of Accuracies for Handwritten Digits Recognition with Various Hidden Layers and Epochs using Neural Network Algorithm, *4th International Conference on Electrical Engineering and Information & Communication Technology (iCEEICT)*, 118-123.
- Singh, H., Singh, A., Singh, I., & Kalsi, S. (2021). Evaluation of Seat to Head Transmissibility at Different Backrest Conditions During Whole Body Vibration Using Fem. In: Das, L.M., Kumar, N., Lather, R.S., Bhatia, P. (eds) *Emerging Trends in Mechanical Engineering*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Singapore: Springer.
- Smith, J., Mansfield, N., Gyi, D., Pagett, M., & Bateman, B. (2015). Driving performance and driver discomfort in an elevated and standard driving position during a driving simulation. *Applied ergonomics*, 49, 25-33.
- Slota, G.P. (2008a). *Changes in the Natural Frequency of the Trunk During Seated Whole-Body Vibration*. Blacksburg, Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University.
- Slota, G.P., Granata, K.P., & Madigan, M.L. (2008b). Effects of seated whole-body vibration on postural control of the trunk during unstable seated balance. *Clinical Biomechanics*, 23(4), 381-386.
- Stein, G.J., Múčka, P. & Chmúrny, R. (2006). Preliminary results on an x-direction apparent mass of human body sitting in a cushioned suspended seat. *Journal of Sound and Vibration*, 298, 688-703.
- Stein, G.J., Múčka, P., Hinz, B., & Blüthner, R. (2009). Measurement and modelling of the y-direction apparent mass of sitting human body–cushioned seat system. *Journal of Sound and Vibration*, 322(1-2), 454-474.
- Stigler, S. (2008). Fisher and the 5% level. *Chance*, 21(4), 12.
- Strandemar, K. (2005). *On Objective Measures for Ride Comfort Evaluation*. Stockholm, Sweden: Royal institute of technology.
- Subashi, G.H.M.J., Nawayseh, N., Matsumoto, Y. & Griffin, M.J. (2009). Nonlinear subjective and dynamic responses of seated subjects exposed to horizontal whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 321, 416-434.
- Subhash, R., Santosh, M., & Ren, G.D. (2008). Energy Absorption of Seated Occupants Exposed to Horizontal Vibration and Role of Back Support Condition. *Industrial Health*, 46, 550-566.
- Suggs, C.W., Abrams, C.F., & Stikeleather, L.F. (1969). Application of a damped spring-mass human vibration simulator in vibration testing of vehicle seats. *Ergonomics*, 12, 79-90.
- Suglo, R.S., & Szymanski, J.K. (2014). Application of Artificial Neural Network Model to Human Body Vibrations in Large Haul Trucks. *Journal of Civil and Environmental Engineering*, 5, e119.
- Taghavifar, H., & Rakheja, S. (2018). Supervised ANN-assisted modeling of seated body apparent mass under vertical whole body vibration. *Journal of Measurement*, 127, 78-88.
- Tatsuno, J., Tsuchiya, K., Yonehara, M., Nakamura, H., Takehara, S., & Maeda, S. (2012, September 4-6). On the relationship between whole-body vibration exposure and seat location in automobile. *The 20<sup>th</sup> Japan Conference on Human Response to Vibration (JCHRV2012)*, Kinki University, Osaka, Japan.
- Tang, C., Chan, W., Tsui, C. (2010). Finite Element Analysis of contact pressures between seat cushion and human buttock-thigh tissue, *Scientific Research Journal*, 2, 720-726.

- Taylor, S. J., & Letham, B. (2018). Forecasting at scale. *The American Statistician*, 72(1), 37-45.
- Teng, T.L., Chang, F.A. & Peng, C.P. (2006). Analysis of human body response to vibration using multi-body dynamics method, Proceeding Institution Mechanical Engineers, Part K: *Journal Multi-Body Dynamics*, 220, 191–202.
- Thuong, O., & Griffin, M.J. (2011). The vibration discomfort of standing persons: 0.5-16Hz fore-and-aft, lateral, and vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 330(4), 816-826.
- Toward, M.G.R., & Griffin, M.J. (2010). Apparent mass of the human body in the vertical direction: effect of a footrest and a steering wheel. *Journal of Sound and Vibration*, 329, 1586-1596.
- Toward, M.G.R., & Griffin, M.J. (2009). Apparent mass of the human body in the vertical vibration: Effect of seat backrest. *Journal of Sound and Vibration*, 327(3-5), 657-669.
- Troup, J.D.G. (1978). Driver's back pain and its prevention: a review of the postural, vibratory and muscular factors, together with the problem of transmitted road- shock. *Applied Ergonomics*, 9(4), 207-214.
- Tsahalis, D.T., Tsokas, K., & Nokas, G. (2006, July 5). A Neural Network Based Human Response Model for Real Aircraft Environment, 2<sup>nd</sup> International Conference "From Scientific Computing to Computational Engineering", Athens, Greece.
- Tsukahara, Y., Iwamoto, J., Iwashita, K., Shinjo, T., Azuma, K., & Matsumoto, H. (2016). What is the most effective posture to conduct vibration from the lower to the upper extremities during whole-body vibration exercise? *Open access journal of sports medicine*, 7, 5-10.
- Tur, G., Deng, L., Hakkani-Tür, D., & He, X. (2012). Towards deep understanding: Deep convex networks for semantic utterance classification. In *Proceedings of International Conference on Acoustics Speech and Signal Processing (ICASSP)*, Kyoto, Japan.
- Village, C. J., Trask, Y. C., Morrison, J.B., Koehoorn, M., & Teschke, K. (2012). Assessing whole body vibration exposure for use in epidemiological studies of back injuries: measurements, observations and self-reports. *Ergonomics*, 55(4), 415-424.
- Vink, P. (2005). *Comfort and design: principles and good practice*. Boca Raton, United States: CRC Press.
- Vink, P. (2011). *Aircraft interior comfort and design*. Boca Raton, United States: CRC Press.
- Vink, P., Bazley, C., Kamp, I., & Blok, M. (2012). Possibilities to improve the aircraft interior comfort experience, *Applied Ergonomics*, 43(2), 354-359.
- Verver, M., van Hoof, J., Oomens, C., van de Wouw, N. & Wismans, J. (2003). Estimation of spinal loading in vertical vibrations by numerical simulation. *Clinical Biomechanics*, 18, 800-811.
- Verver, M.M. (2004). *Numerical tools for comfort analyses of automotive seating*. PhD thesis, Eindhoven, Netherlands: Technische Universiteit Eindhoven.
- Wan, Y., & Schimmels, J.M. (1995). A simple model that captures the essential dynamics of a seated human exposed to whole body vibration. *Advances in Bioengineering*, 333-334.
- Wang, W., Rakheja, S., & Boileau, P.-É. (2006). Effect of back support condition on seat to head transmissibilities of seated occupants under vertical vibration. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 4, 239-259.



- Wang, W., Rakheja, S., & Boileau, P-É. (2004). Effects of sitting postures on biodynamic response of seated occupants under vertical vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 34(4), 289-306.
- Wang, W., Rakheja, S., & Boileau, P-É. (2006b). The role of seat geometry and posture on the mechanical energy absorption characteristics of seated occupants under vertical vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 36, 171-184.
- Wang, W., Rakheja, S., & Boileau, P-É. (2008). Relationship between measured apparent mass and seat-to-head transmissibility responses of seated occupants exposed to vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 314, 907-922.
- Wang, W., Bazrgari, B., Shirazi-Adl, A., Rakheja, S. & Boileau, P-É. (2010). Biodynamic response and spinal load estimation of seated body in vibration using finite element modeling. *Industrial Health*, 48, 557-564.
- Wei, L., & Griffin, M. (1998). Mathematical models for the apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 212(5), 855-874.
- Wei, L., & Griffin, M.J. (1998). The prediction of seat transmissibility from measures of seat impedance. *Journal of Sound and Vibration*, 214(1), 121-137.
- Widrow, B., Greenblatt, A., Kim, Y., & Park, D. (2013). The No-Prop algorithm: a new learning algorithm for multilayer neural networks. *Neural Network*, 37, 182-188.
- Won, S.H., Song, L., Lee, S.Y., & Park, C.H. (2010). Identification of finite state automata with a class of recurrent neural networks. *Neural Network IEEE Trans on* 21, 1408-1421.
- Xianping, D., Chao, S., Zheng, Y., Feng, X., & Li, N. (2021). Evaluation of vehicle vibration comfort using deep learning. *Measurement*, 173, 1-36.
- Yang, M., Qiu, Y., & Griffin, M. J. (2015, September 9-10). Effect of backrest inclination on apparent mass at the seat and the backrest during vertical whole-body vibration. *50<sup>th</sup> United Kingdom Conference on Human Responses to Vibration*, University of Southampton, Southampton, England.
- Yildirim, S., & Uzmay, I. (2003). Neural network applications to vehicle's vibration analysis. *Mechanism and Machine Theory*, 38(1), 27-41.
- Yoshimura, T., Nakai, K. and Tamaoki, G. (2005). Multi-body dynamics modeling of seated human body under exposure to whole-body vibration. *Industrial Health*, 43, 441-447.
- Zang, L., Helander, M.G., & Drury, C.G. (1996). Identifying factors of comfort and discomfort in sitting. *Human Factors*, 38(3), 377-389.
- Zhang, X. (2014). *Measurement and modelling of seating dynamics to predict seat transmissibility*. PhD thesis, Southampton, England: University of Southampton.
- Zhang, X., Qiu, Y., & Griffin, M.J. (2016). Transmission of fore-and-aft vibration to the seat pan, the backrest and the headrest of a car seat. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 230(6), 736-744.
- Zhang, Q., Zhang, Y. & Ji, T. (2019). A continuous model of a standing human body in vertical vibration. *Engineering Review*, 39(2), 132-140.
- Zheng, G. (2012). *Biodynamics of the seated human body with dual-axis excitation: nonlinearity and cross-axis coupling*. PhD thesis, Southampton, England: University of Southampton.

Zheng, G., Qiu, Y., & Griffin, M.J. (2019). Fore-and-aft and dual-axis vibration of the seated human body: Nonlinearity, cross-axis coupling, and associations between resonances in the transmissibility and apparent mass. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 69, 58-65.

Zheng, G., Qiu, Y., & Griffin, M.J. (2011). An analytic model of the in-line and cross axis apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration with and without a backrest. *Journal of sound and vibration*, 330(26), 6509-6525.

Zimmermann, C.L., & Cook, T.M. (1997). Effects of vibration frequency and postural changes on human responses to seated whole-body vibration. *International Archives of Occupational Environmental & Health*, 69, 165-179.

**ПРИЛОГ А**

**Слика А.1.** Провера стационарности

```

from statsmodels.tsa.stattools import adfuller

def test_stationarity(timeseries):
    plt.figure(figsize=(12, 8))
    # Determining rolling statistics
    rolmean = timeseries.rolling(window=12).mean()
    rolstd = timeseries.rolling(window=12).std()

    # Plot rolling statistics:
    plt.plot(timeseries, color='blue', label='Original')
    plt.plot(rolmean, color='red', label='Rolling Mean')
    plt.plot(rolstd, color='black', label='Rolling Std')
    plt.legend(loc='best')
    plt.title('Rolling Mean & Standard Deviation')
    plt.show(block=False)

    # Perform Dickey-Fuller test:
    print('Results of Dickey-Fuller Test:')
    dfctest = adfuller(timeseries, autolag='AIC')
    dfcoutput = pd.Series(dfctest[0:4], index=['Test Statistic',
    'p-value', '#Lags Used', 'Number of Observations Used'])
    for key, value in dfctest[4].items():
        dfcoutput['Critical Value (%s)' % key] = value
    print(dfcoutput)

```

**Слика А.2.** ARIMA модел

```

# -----
# ARIMA model -----
# -----

from statsmodels.tsa.arima_model import ARIMA
from sklearn.metrics import mean_squared_error

# fit model
model = ARIMA(ts_sqrt, order=(5, 1, 0))
model_fit = model.fit(dispatch=0)
print(model_fit.summary())

# plot residual errors
residuals = pd.DataFrame(model_fit.resid)
residuals.plot()
plt.show()

residuals.plot(kind='kde')
plt.show()
print(residuals.describe())

# model validation -----

```

```
validation_size = int(len(ts_sqrt) * 0.66)
X = df['y'].astype('float')
train, test = X[0:validation_size], X[validation_size:len(X)]
history = [x for x in train]
predictions = list()

for t in range(len(test)):
    model = ARIMA(history, order=(5, 1, 0))
    model_fit = model.fit(dispatch=0)
    output = model_fit.forecast()
    yhat = output[0]
    predictions.append(yhat)
    obs, y = test[t], test.index[t]
    history.append(obs)
    print('predicted=%f, expected=%f, month=%s' % (yhat, obs,
y))

error = mean_squared_error(test, predictions)
print('Test MSE: %.3f' % error)
```

Слика А.3. Facebook Prophet модел

```
from fbprophet import Prophet
# -----
# TRAIN Prophet model -----
# -----

model = Prophet(yearly_seasonality=False,
weekly_seasonality=False, daily_seasonality=True)
model.add_regressor('Height (cm)')
model.add_regressor('Weight (kg)')
model.add_regressor('BMI')
model.add_regressor('Seating heights (cm)')
model.add_regressor('Years')
model.add_regressor('impulse')

# Model fit
model.fit(train_df)

# Model predict
forecast = model.predict(test_df.drop(columns="y"))
model.plot(forecast)
model.plot_components(forecast)
```

Слика А.4. LSTM модел

```

# LSTM Data Preparation *****
# convert series to supervised learning
def series_to_supervised(data, n_in=1, n_out=1, dropnan=True):
    n_vars = 1 if type(data) is list else data.shape[1]
    df = DataFrame(data)
    cols, names = list(), list()

    # input sequence (t-n, ... t-1)
    for i in range(n_in, 0, -1):
        cols.append(df.shift(i))
        names += [('var%d(t-%d)' % (j + 1, i)) for j in
range(n_vars)]

    for i in range(0, n_out):
        cols.append(df.shift(-i))
        if i == 0:
            names += [('var%d(t)' % (j + 1)) for j in
range(n_vars)]
        else:
            names += [('var%d(t+%d)' % (j + 1, i)) for j in
range(n_vars)]

    agg = concat(cols, axis=1)
    agg.columns = names
    if dropnan:
        agg.dropna(inplace=True)
    return agg

```

Слика А.5. RMS модел

```

# design network =====
model = Sequential()
model.add(Dense(50, input_dim=125,
kernel_initializer='normal', activation='relu'))
model.add(Dense(1, kernel_initializer='normal'))

opt = adam(lr=0.001, decay=1e-6)
mse = keras.losses.MeanSquaredError()
model.compile(loss=mse, optimizer=opt)

# fit network
history = model.fit(train_X, train_y, epochs=50, batch_size=4,
validation_data=(val_X, val_y),
verbose=2, shuffle=False)

pyplot.plot(history.history['loss'], label='train')
pyplot.plot(history.history['val_loss'], label='test')
pyplot.legend()
pyplot.show()

```

### Биографија кандидата

Славица Д. Мачужић Савелић је рођена 08.01.1989. године у Рашки, Република Србија, СФРЈ. Завршила је Основну школу „Јосиф Панчић“ у Баљевцу, док је средњошколско образовање стекла у „Техничкој школи за машинство и саобраћај“ (сада „Политехничкој школи“) у Крагујевцу.

Машински факултет (сада Факултет инжењерских наука) у Крагујевцу је уписала школске 2008/2009. године. Основне академске студије завршила је са просечном оценом 8,37 (осам и 37/100) и одбрањеним завршним радом под називом „Транспорт опасних материја класе 2 (гасова) друмским возилима“ са оценом 10 (десет), чиме је стекла стручни назив „инжењер машинства“.

На истом факултету, уписала је мастер академске студије школске 2011/2012. године на модулу Друмски саобраћај. Мастер рад под називом „Анализа утицаја конструкције и техничког стања кочног система на безбедност саобраћаја“ је одбранила 04.07.2013. године са оценом 10 (десет) и просечном оценом 9,63 (девет и 63/100) и тиме стекла стручни назив „мастер инжењер машинства“.

Школске 2013/2014. године уписала је докторске академске студије на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Од 24. 03. 2015. године до 23.01.2019. године радила је на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу у звању истраживач-сарадник на пројекту „Истраживање безбедности возила као дела кибернетског система: возач-возило-окружење“ (евиденциони број пројекта код ресорног Министарства: ТР35041). Од 24.01.2019. године ради у звању асистент на истом факултету. Изводи аудиторне и лабораторијске вежбе из следећих предмета: Погонски и мобилни системи (2014-), Механика флуида (2015-2019), Моторна возила 1 (2015-), Методе вештачења саобраћајних незгода (2014-2018), Механика саобраћајне незгоде (2014-), Ергономија моторних возила (2015-), Возила повећане проходности (2016-), Моторна возила и њихов развој (2016-2018) и Урбани транспорт (2016-2018). Поседује средњи ниво знања енглеског језика и основни ниво знања немачког језика. Награђивана је за постигнуте успехе од Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Положила је све испите на докторским студијама са просечном оценом 9,67 (девет и 67/100).

Учествује у реализацији научноистраживачког пројекта из области технолошког развоја под насловом: „Истраживање безбедности возила као дела кибернетског система: возач – возило - окружење“ (евиденциони број пројекта код ресорног Министарства: ТР 35041).

Током свог истраживања објавила је преко 30 научних радова у научно-стручним часописима и на међународним и домаћим конференцијама као аутор или коаутор.

**ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Ја, Славица Д. Мачужић Савељић, изјављујем да докторска дисертација под насловом:  
Развој модела за оцену осцилаторне удобности возила, која је одбрањена на Факултету  
инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу представља *оригинално ауторско дело*  
настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,

У Крагујевцу, 05.12.2022. године,

  
потпис аутора



**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ  
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Ја, Славица Д. Мачужић Савељић, изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:

Развој модела за оцену осцилаторне удобности возила, истоветне.

У Крагујевцу, 05.12.2022. године,

  
\_\_\_\_\_

потпис аутора

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Ја, Славница Д. Мачужић Савелјић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

Развој модела за оцену осцилаторне удобности возила

и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам<sup>1</sup>

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

---

<sup>1</sup> Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- ③ Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада<sup>2</sup>

У Крагујевцу, 05.12.2022. године,

  
Потпис аутора

---

<sup>2</sup> Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од попуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: <http://creativecommons.org.rs/>