



Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука

Петар Мишљен

**УПРАВЉАЧКЕ СТРУКТУРЕ
ВИБРАЦИОНАОГ ТРАНСПОРТА РАСУТИХ
МАТЕРИЈАЛА БАЗИРАНОГ НА
ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИМ АКТУАТОРИМА**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2019.

Својој породици и родитељима

Захваљујем се Богу што ме је просвјетлио и окружио људима који су ме подржавали, усмјеравали и бодрили у мојој намјери да завршим докторске студије.

Значајну помоћ приликом израде ове докторске дисертације добио сам од својих ментора проф. др Милана Матијевића и др Жељка Деспотовића, за шта им се посебно захваљујем.

Током израде одређеног дијела докторске дисертације велику стручну помоћ ми је пружио доц. др Марко Танасковић.

Приликом израде лабораторијског окружења несебично ми је помогао колега и пријатељ Небојша Радосављевић.

Приликом извођења одређених експеримената било ми је омогућено да користим опрему Лабораторије за сервосистеме Војнотехничког института у Београду.

Без подршке, разумијевања, помоћи и одрицања чланова моје породице и мојих родитеља све ово не би било могуће.

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ
<i>I. Аутор</i>
Име и презиме: Петар Мишљен
Датум и место рођења: 25.11.1980. године, Задар
Садашње запослење: Истраживач-сарадник, Војнотехнички институт, Министарство одбране Републике Србије
<i>II. Докторска дисертација</i>
Наслов: УПРАВЉАЧКЕ СТРУКТУРЕ ВИБРАЦИОНАОГ ТРАНСПОРТА РАСУТИХ МАТЕРИЈАЛА БАЗИРАНОГ НА ЕЛЕКТРОМАГНЕТНИМ АКТУАТОРИМА
Број страница: IX + 144
Број слика: 68
Број библиографских података: 86
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): Аутоматско управљање
Ментори: др Милан Матијевић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу др Жељко Деспотовић, виши научни сарадник Института Михајло Пупин у Београду и предавач на докторским студијама Електротехничког факултета (Катедра за електричне претвараче и погоне), Универзитет у Београду
<i>III. Оцена и одбрана</i>
Датум пријаве теме: 26.05.2017. године
Број одлуке и датум прихватања теме докторске/уметничке дисертације: 01-1/3629-25 од 19.10.2017.године
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата: 1. Др Гордана Богдановић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, ужа научна област: Примењена механика, 2. Др Жељко Деспотовић, виши научни сарадник Института Михајло Пупин у Београду и предавач на докторским студијама Електротехничког факултета (Катедра за електричне претвараче и погоне), Универзитет у Београду, уже научне области: Енергетски претварачи и Енергетска електроника, 3. Др Милан Матијевић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Аутоматика и мехатроника, Примењена информатика и рачунарско инжењерство.
Комисија за оцену и одбрану докторске/уметничке дисертације: 1. Др Михаило Лазаревић, редовни професор Машинског факултета, Универзитет у Београду - председник комисије, уже научне области: Механика – Оптимално управљање кретањем механичких система, 2. Др Марко Танасковић, доцент и декан Техничког факултета, Универзитет Сингидунум, Београд, уже научне области: Рачунарска техника, 3. Др Гордана Богдановић, ванр. проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Универзитет у Крагујевцу, Крагујевац, уже научне области: Примењена механика, 4. Др Милан Ристановић, ванр. професор Машинског факултета, Универзитет у Београду, уже научне области: Аутоматско управљање, 5. Др Томислав Шекара, редовни професор Електротехничког факултета, Универзитет у Београду, уже научне области: Аутоматика.
Датум одбране дисертације:

СПИСАК СКРАЋЕНИЦА И ОЗНАКА

- МПЦ – *Model predictive control (MPC)*
ПЖД – пропорционално-интегрално-диференцијални
ПИ – пропорционално-интегрални
ПЛЦ – *Programmable Logic Controller (PLC)*
ИГБТ – *Insulated-Gate Bipolar Transistor (IGBT)*
ДЦ – *Direct Current (DC)*
АЦ – *Alternating Current (AC)*
ПВМ – *Width Pulse Modulation (PWM)*
ЕМДА – експериментална модална анализа
ЕМА – електромагнетни актуатор
МЕМС – микро-електромехнички систем
ДЕА – актуатор на бази диелектричног еластомера
ЦФР – *Constant Feed Rate (CFR)*
АРМ – *Acron RISC Machine (ARM)*
УАРТ – *Universal asynchronous receiver/transmitter (UART)*
АД – аналогно/дигитални
ДА – дигитално/аналогни
ЗД – тродимензионално
 $i(t)$ – струја актуатора
 $I_c [mA]$ – средња вредност струје актуатора
 I_{ref} – референтна вредност струје актуатора
 ΔI – промена струје актуатора
 Q_1, Q_2 – прекидачи
 $A_p [\%]$ – енергетски параметар актуатора
 $A_0 [\%]$ – гранична вредност параметра A_p , праг покретљивости материјала
 E – обвојница сигнала
 p – померај корита
 β – коефицијент пригушења
 ξ – фактор пригушења
 k – крутост опруге
 m – маса оптерећења опруге
 Δm – промена масе оптерећења опруге
 K_I – статичко оптерећење
 f – електромагнетна сила
 p_0 – ширина ваздушног процепа у равнотежном положају
 $L(p)$ – индуктивност калема
 R_c – активна отпорност калема
 V_s – напон напајања енергетског претварача
 L_0 – индуктивност калема у равнотежном положају

d – дебљина котве
 I_{SR} – средња вредност струје калема
 A_m – амплитуда струјног импулса
 a_k – коефицијент Фуријеовог реда
 T – период струјних импулса калема
 P – амплитуда осциловања корита у хоризонталној равни
 P_l – реална компонента аналитичког сигнала
 P_q – имагинарна компонента аналитичког сигнала
 P_h – сигнал на излазу детектора
 H_b – функција преноса Батервортовог филтра
 ω_c – гранична учестаност Батервортовог филтра
 A – амплитуда осциловања корита у правцу деловања побудне силе
 α – угао вектора побудне силе у односу на хоризонталну раван
 μ – коефицијента трења чврстог тела
 μ_F – коефицијента вискозног трења
 ε_l – коефицијент подужног смањења брзине
 ε_n – коефицијент нормалног смањења брзине
 q – коефицијент смањења релативног убрзања услед вискозног трења
 Γ – релативна вредност максималног убрзања корита
 Q_1 – проток материјала из прихватног корита, контролисан засуном
 $v(t)$ – брзина кретања расутог материјала кроз вибрирајуће корито
 a – ширина корита
 $h(t)$ – висина нивоа материјала у кориту непосредно испод засуна
 H – максимална висина нивоа материјала у кориту непосредно испод засуна
 ρ – густина расутог материјала
 T – период механичких осцилација
 T_s – период одабирања сигнала
 S – величина попречног пресека засуна
 M_l – максимална маса материјала која може да изађе из прихватног корита у току једног периода механичких осцилација
 v_l – брзина кретања материјала из прихватног коша
 Q, Q_2 – проток материјала кроз вибрирајуће корито
 $h(t)$ – тренутна вредност висине нивоа материјала у вибрирајућем кориту
 v_{cr} – максимална вредност брзине $v(t)$ при којој је испуњен услов $Q_2 = Q_1$
 P_{cr} – амплитуда осциловања корита при којој је испуњен услов $Q_2 = Q_1$
 Γ_{cr} – релативно убрзање корита којем је испуњен услов $Q_2 = Q_1$
 f_{mr} – механичка резонантна учестаност
 P_{gr} – гранична вредност параметра P
 V – средња вредност брзине материјала кроз корито

V_o – средња вредност брзине одбијања материјала кроз корито

K_k, ε_k, T_k – параметри функције преноса клизања материјала кроз корито, $P > P_{gr}$

K_o, ε_o, T_o – параметри функције преноса одбијања материјала кроз корито,
 $P > P_{gr}$

K_v, ε_v, T_v – параметри функције преноса кретања материјала кроз корито, $P > P_{gr}$

$K_{v1}, \varepsilon_{v1}, T_{v1}$ – параметри функције преноса кретања (клизања) материјала кроз
корито, $P \leq P_{gr}$

$f[\text{Hz}]$ – учестаност струје калема актуатора

РЕЗИМЕ

Примена електромагнетног вибрационог погона у комбинацији са енергетским претварачем омогућава флексибилност вибрационог транспорта. На овај начин је добијен вибрационо-транспортни систем, који се понаша као контролисани механички осцилатор. Регулисани резонантни електромагнетни транспортери додатно обезбеђују високу енергетску ефикасност која се огледа у минималној вредности побудне струје калема вибрационог актуатора, минималној потрошњи електричне енергије и побољшању фактора снаге целокупног електромагнетног погона. Главни допринос ове дисертације огледа се у предлогу модела вибрационог транспорта расутог материјала, заснованог на електромагнетним актуаторима, и у предлогу примене управљачке структуре за контролу амплитуде осциловања корита и протока материјала, користећи предиктивни контролер. Будући да се постојеће управљачке структуре вибрационог транспорта углавном базирају на примени неког облика ПИД регулатора, ова дисертација значајно доприноси развоју управљачких структура вибрационог транспорта, што је омогућено применом брзих микроконтролера са великом рачунском снагом. За израђено експериментално постројење извршено је моделирање динамичког система објекта управљања. Нелинеарни модел система, у континуалном облику, израђен је применом софтверског пакета МАТЛАБ/Симулинк. Разматрана су два алгорита управљања. Предиктивни алгоритам управљања, заснован на примени "Model predictive control" (МПЦ) контролера, и конвенционални алгоритам управљања, заснован на примени ПИД контролера. За обраду сигнала са сензора помераја корита и за генерисање управљачке променљиве користе се два засебна микроконтролера *STM32F407VGT6*. На основу добијених фреквентних карактеристика, јасно је да ПИ контролер има знатно шири пропусни опсег. Овакав резултат је очекиван, с обзиром на природу МПЦ контролера. Добијени симулациони и експериментални резултати потврђују да је усвојени модел вибрационог транспортера са електромагнетним актуатором прихватљив уколико се побуђивање актуатора врши струјним импулсима чија је учестаност једнака механичкој резонантној учестаности транспортера. Извршена је експериментална верификација усвојеног модела транспортера и дефинисани су параметри помоћу којих је могуће одредити радну тачку транспортера са максималном енергетском ефикасношћу. Уколико је испуњен услов да је брзина кретања материјала кроз корито мања од критичне, промена масе која оптерећује опруге је занемарљива и МПЦ контролер представља решење које треба применити за споропроменљиве процесе, док ПИ контролер треба примењивати у системима који захтевају знатно шири пропусни опсег.

Кључне речи: вибрациони транспорт, МПЦ контролер, микроконтролер, детектор обвојнице

ABSTRACT

The application of electromagnetic vibration drive in combination with an energy converter allows for the vibration transport flexibility. In this way, a vibration-transport system, which acts as a controlled mechanical oscillator, is obtained. Regulated resonant electromagnetic transducers additionally provide high energy efficiency, which is reflected in the minimum value of the excitation current of the vibration actuator, the minimum power consumption and the improvement of the power factor of the entire electromagnetic drive. The main contribution of this dissertation is reflected in the proposal of the vibratory transport model of the bulk material, based on electromagnetic actuators, and in the proposal of application of the control structure for controlling the amplitude of the oscillation of the trough and the flow of material, using the predictive controller. Since the existing control structures of vibration transport are mainly based on the application of some form of PID controller, this dissertation significantly contributes to the development of control structures of vibration transport, which is enabled by the use of fast microcontrollers with large computational power. For the created experimental facility, a dynamic system of the management object was modeled. The nonlinear system model, in continuous form, was created using the MATLAB / Simulink software package. Two management algorithms were considered. Predictive control algorithm, based on the application of the MPC controller, and a conventional control algorithm, based on the application of the PID controller. Two separate microcontrollers STM32F407VGT6 are used to process the signals from the tilt sensor and to generate the control variables. Based on the obtained frequency characteristics, it is clear that the PI controller has a much wider bandwidth. This result is expected, given the nature of the MPC controller. The obtained simulation and experimental results confirm that the adopted model of a vibrating conveyor with an electromagnetic actuator is acceptable if the actuator's excitation is carried out by current impulses whose frequency is equal to the mechanical resonance frequency of the conveyor. Experimental verification of the adopted model of the conveyor is performed and defines the parameters by which it is possible to determine the operating point of the conveyor with the maximum energy efficiency. If the case is that the speed of material movement through the trough is less than critical, the change in the mass that bursts the springs is negligible and the MPC controller is a solution that should be applied to slow processes, while the PI controller should be applied in systems that require a much wider bandwidth.

Key words: vibration transport, MPC controller, microcontroller, envelope detector

Садржај

1. Предмет и циљ рада	1
1.1 Вибрациони транспортери као предмет истраживања.....	1
1.2 Циљеви истраживања и појаве, процеси и окружење од посебног значаја за управљачке структуре	5
1.2.1 Циљеви истраживања	5
1.2.2 Проток материјала	7
1.2.3 Резонантни режим рада	9
1.2.4 Опруге	10
1.2.5 Претварачи електричне енергије	10
1.2.6 Актуатори.....	12
2. Преглед и анализа постојећих решења, приступа и модела управљања вибрационог транспорта	18
3. Лабораторијски модел система вибрационог транспорта и идентификација објекта управљања у ширем смислу.....	26
3.1. Управљачки и контролни сигнали	31
3.2. Програмирање управљачке јединице.....	32
3.3. Подешавање амплитуде осциловања	33
3.4. Спољна контрола протока материјала	33
3.5. ЦФР позитивно и негативно појачање.....	34
3.6. Подешавање учестаности.....	34
3.7. Подешавање вибрационе јединице	35
3.8. Надоградња управљачке јединице за рад у систему за затвореном повратном спрегом.....	37
3.8.1 Хардверско окружење.....	37
3.8.2 Дигитална обрада сигнала	39
4. Моделирање динамичког система и модел објекта управљања у ширем смислу.....	41

5. Управљачка структура система вибрационог транспорта и предлог алгоритма управљања	50
5.1. Идентификација и линеаризација	50
5.2. Дискретизација	59
5.3. ПИД контролер	63
5.4. МПЦ контролер	64
6. Експериментална и симулациона верификација модела вибрационог транспорта и ефикасности предложене управљачке структуре	67
6.1. Симулациони резултати	67
6.1.1 Преносне карактеристике	67
6.1.2 Управљачке структуре	70
6.2. Експериментални резултати	71
6.2.1 Преносне карактеристике	71
6.2.2 Управљачке структуре	76
7. Закључак	80
8. Литература	83
9. Додаци и прилози	90
Прилог број 1 (Модел вибрационог транспортера израђен у Симулинку) ...	90
Прилог број 2 (Идентификација процеса транспорта материјала)	96
Прилог број 3 (Програмски код за дискретизацију усвојеног модела)	97
Прилог број 4 (Дискретизовани модел транспортера, $T_s = 0.1$ s)	98
Прилог број 5 (Подешавање параметара ПИД контролера)	101
Прилог број 6 (Подешавање параметара МПЦ контролера)	106
Прилог број 7 (Дигитална обрада сигнала)	114
Прилог број 8 (Кориснички код за обраду сигнала)	118
Прилог број 9 (Кориснички код за генерисање управљачке променљиве). 122	
Прилог број 10 (Одзиви система са МПЦ контролером, $T_s = 0.1$ s)	127

Прилог број 11 (Одзиви система са ПИ контролером, $T_s = 0.1$ s).....	134
Прилог број 12 (Одзиви система са МПЦ контролером, $T_s = 0.05$ s).....	138

1. Предмет и циљ рада

1.1 Вибрациони транспортери као предмет истраживања

Вибрациони транспортери су нашли примену у процесној индустрији и користе се за манипулацију расутим и растреситим материјалима (транспорт, дозирање, просејавање, усмеравање ...). У индустрији се најчешће користе за контролу брзине транспорта материјала од резервоара, контејнера силоса и складишта до тракастих транспортера [1] као и за сортирање и оријентисање делова пре монтаже [2]. Један од видова примене вибрационих транспортера је и техника мерења протока која квантификује лавински ток, а прилагођена је за мерење својстава протока уобичајених фармацеутских прахова [3].

У зависности од природе побуде, вибрациони транспортери могу бити класификовани у три категорије: електромеханички, електромагнетни и чисто механички. Другим речима вибрације транспортног канала могу да се постигну применом разних актуатора: механички, електромагнетни, пнеуматски и хидраулични. Независно од врсте примењеног актуатора, кретање транспортног канала може бити линеарно, елиптично и кружно. Комбинацијом наведених побуда и начина кретања развијена су многа решења, која су прилагођена одређеним потребама корисника [4]-[10].

Проучавање вибрационих транспортера је посебно изазовно, нарочито због тога што идентификација параметара система у којем су примењени захтева познавање динамичких параметара самих транспортера [11].

Према начину преноса вибрација на корито, вибрациони транспортери су подељени на транспортере са једном масом и транспортере са две масе [12]. Код система са једном масом погонска јединица је најчешће фиксирана за под производне просторије и вибрације се преносе директно на транспортно корито преко опруга. Коришћењем пода објекта као реакционе основе вибрациони систем са једном масом може бити деструктиван због преноса вибрација на објекат. Код система са две масе "покретна маса" је повезана са "реактивном масом" преко опруга које преносе вибрације на корито. Овај систем има природну учестаност осциловања коју је могуће одредити, што омогућује да се применом релативно мале побудне силе постигне жељена амплитуда осциловања. За померање истог оптерећења систем са једном масом користи актуатор који има корисну снагу пет пута већу у односу на корисну снагу актуатора у систему са две масе [12].

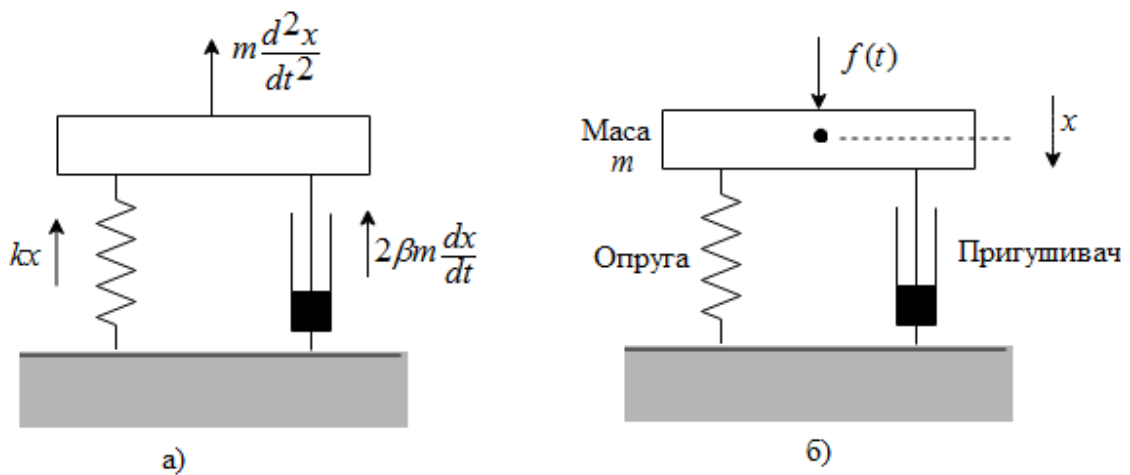
Електромагнетни погон омогућује релативно једноставну контролу протока материјала који се транспортује. У поређењу са свим врстама механичких погона (инерцијални, ексцентрични, центрифугални, итд) електромагнетни погон има

једноставнију конструкцију, а у раду је компактнији, робуснији и једноставнији за израду. Одсуство механичких делова као што су зупчаници, ременици, лежајеви, ексцентри и обртни делови, чини електромагнетне вибрационе дозаторе веома економичном опремом. Еластични елементи подnose велика динамичка напрезања и представљају најкритичније елементе са становишта поузданости и изводљивости [13].

Проток материјала код транспортера са електромагнетним погоном одређује се учестаношћу и средњом вредношћу побудних струјних импулса актуатора. Побудна учестаност је, за већину растреситих и расутих материјала, најчешће у опсегу од 5 Hz до 150 Hz, а вибрациона ширина корита је у опсегу од 0.1 mm до 20 mm. Вибрациони транспортери са електромагнетном побудом генерално не производе побудну силу великог интензитета. Због тога постоји потреба да се транспортни капацитети повећају управљањем амплитудом осциловања корита [14].

Основни делови типичних електромагнетних вибрационих транспортера су: масивна основа, еластично ослоњено хоризонтално или нагнуто корито за проток материјала и електромагнетни погонски уређај (актуатор). Материјал се до вибрирајућег корита допрема из коша. Допремање се најчешће врши гравиметријским протоком материјала. Принцип транспорта материјала је заснован на микро скоковима или клизању материјала кроз транспортни канал, што зависи од вредности вертикалне компоненте убрзања која делује на честице материјала.

Кретање механичког система под утицајем спољних сила обично се назива одзивом система на одређене дотичне силе. Слично томе, спољне силе које делују на систем називају се побудне силе, или једноставно побуда. Ови термини су општи и морају се ближе одредити када се истражује понашање одређеног система. Да би се омогућиле такве спецификације, обично је потребно конструисати донекле поједностављен механички модел и, на основу модела, формулисати једначине кретања за систем. Овај модел се онда може користити као основа за даљу анализу [15]. Један од једноставнијих модела осцилаторног кретања тела масе m , који се користи и за моделовање кретања код вибрационих транспортера, приказан је на Слици 1, а једначина кретања која се односи на овај модел дата је у поглављу 4 ове дисертације.



Слика 1. Модели осцилаторног кретања. а) Слободне осцилације. б) Принудне осцилације. (Слика је преузета из литературе [15])

На сликама 2 - 6 приказана су нека од бројних решења која се примењују у свету. Еластичне везе између делова масивнијих машина се најчешће остварују помоћу гумено-металних елемената, који се одликују својом нелинеарношћу по питању коефицијента пригушења [16].



Слика 2. Вибрациони дозатор произвођача “MEYER INDUSTRIES”, са електромеханичком побудом.



Слика 3. Вибрациони дозатор произвођача “MARTIN”, са пнеуматском побудом.

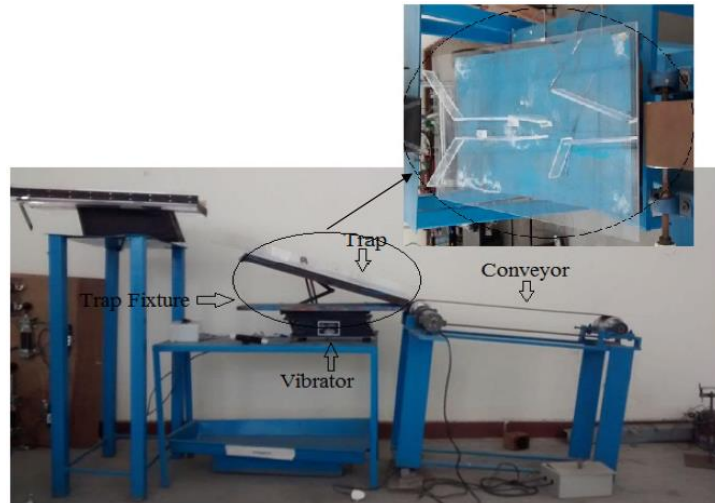


Слика 4. Вибрациони дозатор произвођача “MINING”, са хидрауличном побудом



Слика 5. Вибрациони дозатор произвођача “ERIEZ”, са електромагнетном побудом

Приликом индустријске обраде предмета неправилног облика појављује се проблем постављања тих предмета у одговарајући положај у циљу даље обраде истих. За решење овог проблема користе се и линеарни вибрациони транспортери. Постављање предмета у одговарајући положај се постиже транспортом предмета кроз вибрационо корито у којем се налази систем препрека и капија за усмеравање предмета [17], [18]. Једно овакво техничко решење је приказано на Слици 6.



Слика 6. Погон за транспорт и оријентацију делова. Слика је преузета из литературе [18].

Поред многих својих добрих особина вибрациони транспортери имају и неке недостатке. Намењени су за конкретне врсте материјала, а самим тим су неповољни за производне процесе у којима су честе промене врсте материјала који се обрађује или процесе у којима се користе материјали са релативно кратким роком употребе. Такође нису погодни за транспорт крхких, деликатних или прашкастих делова због вибрација корита. Уређаји за оријентацију који се користе у вибрационим коритима обично су пасивног типа, тј. одбацују делове који се крећу кроз корито у нежељеној оријентацији, смањујући тако ефикасност транспортера. Отежано је истовремено транспортовање и оријентисање цилиндричних делова који имају несиметричне физичке карактеристике, нпр. ободни утор близу једног свог краја [19].

Коришћена литература представља значајан извор података и информација у циљу проучавања електромагнетних вибрационих погона, како у практичном инжењерском, тако и у научном смислу.

1.2 Циљеви истраживања и појаве, процеси и окружење од посебног значаја за управљачке структуре

1.2.1 Циљеви истраживања

Истраживање у овој дисертацији треба да разјасни значајна питања која се односе на могућности управљања вибрационо-транспортним погонима, базираним на електромагнетним актуаторима (ЕМА), оптерећеним расутиим материјалом који се транспортује дуж вибрационог корита транспортера.

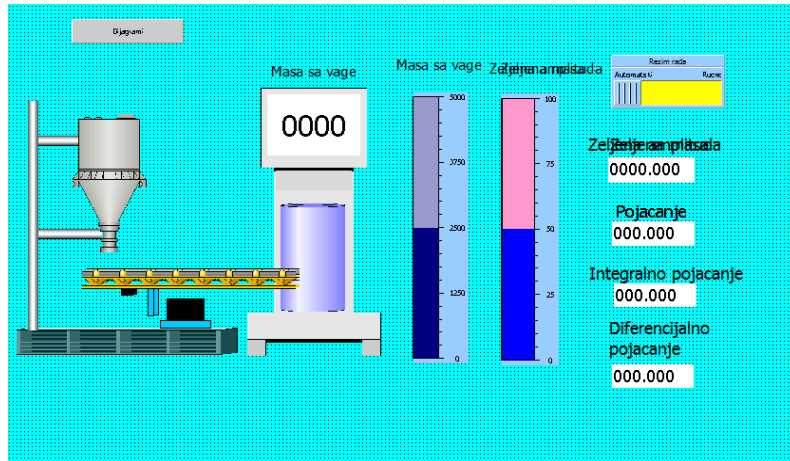
Основни проблеми који се јављају приликом пројектовања вибрационо-транспортних погона базираних на ЕМА, и дефинисања управљачких структура, су нелинеарност самих актуатора и постојање физичких законитости које нису

теоријски довољно истражене а односе се на интеракцију честица материјала, како међусобну тако и са коритом кроз које се транспортују.

Главни допринос ове дисертације огледа се у предлогу модела вибрационог транспорта расутог материјала базираног на електромагнетним актуаторима и у предлогу примене управљачке структуре, за управљање амплитудом осциловања корита и протоком материјала, применом предиктивног контролера. С обзиром да су постојеће управљачке структуре вибрационог транспорта углавном засноване на примени неког облика ПИД контролера, ова дисертација значајно доприноси развоју управљачких структура вибрационог транспорта који је омогућен применом брзих микроконтролера велике рачунарске снаге. Управљачке структуре, које су разматране у оквиру ове дисертације, базирају се на примени 32-битног микроконтролера STM32F407VGT6.

Приликом моделовања вибрационог транспорта расутог материјала извршено је одређивање утицаја побудне учестаности и средње (или ефективне) вредности струје калема вибрационог актуатора (од чега непосредно зависи учестаност и интензитет деловања побудне силе), на проток расутог материјала у макроскопском смислу. Добијени симулациони резултати, са експерименталном верификацијом, су објављени у литератури [20], [21]. Нелинеарност електромагнетног актуатора, који је предмет истраживања у овој дисертацији, у значајној мери усложњава примену предиктивних контролера. Предложени модел вибрационог транспорта је омогућио симулациона испитивања на основу којих је дефинисана управљачка структура заснована на примени предиктивног контролера. Резултати симулационих испитивања предложене управљачке структуре, са експерименталном верификацијом, су објављени у литератури [22]. Извршено је поређење управљачке структуре засноване на ПИД контролеру са управљачком структуром заснованом на предиктивном контролеру.

У литератури [23], [24] објављени су резултати истраживања приликом имплементације ПИД алгоритма управљања, базиране на примени програмабилног логичког контролера (ПЛЦ) Simens Simatic S7-1200. Вибрациони транспортер је коришћен као објекат управљања у погону за дозирање расутог материјала. Формирање управљачког ПИД алгоритма за ПЛЦ извршено је из МАТЛАБ/Симулинк окружења. Изглед СКАДА апликације приказан је на Слици 7. Није вршена оптимизација контролера, већ су само истраживане могућности програмирања ПЛЦ.



Слика 7. СКАДА апликација за управљање и надзор вибрационим дозатором

Резултати објављени у [23], [24] показују да алати интегрисани у МАТЛАБ/Симулинку заиста производе поуздан код за програмирање ПЛЦ и то за значајно краће време у односу на време потребно за писање лидер дијаграма за ову намену.

За потребе истраживања и спровођења наведених експерименталних верификација у реалним лабораторијским условима, у оквиру ове дисертације израђено је и комплетно експериментално постројење, у Центру за примењену аутоматику на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу [25].

Детаљан модел вибрационог транспортера, са електромагнетном побудом, и модел испитиваних управљачких структура израђен је у МАТЛАБ/Симулинк окружењу [20], [22]. Модел вибрационог транспорта обухвата дигиталну управљачку јединицу, енергетски претварач, актуатор и процес транспорта расутог материјала у макроскопском смислу, од улазног коша којим се обезбеђује допремање расутог материјала до мерне јединице која се налази на излазу вибрационог транспортера. У току експерименталног истраживања, промена сопствене механичке резонантне учестаности вибрационог транспортера је обезбеђена сетом еластичних композитних опруга на које се ослања носећи део транспортера.

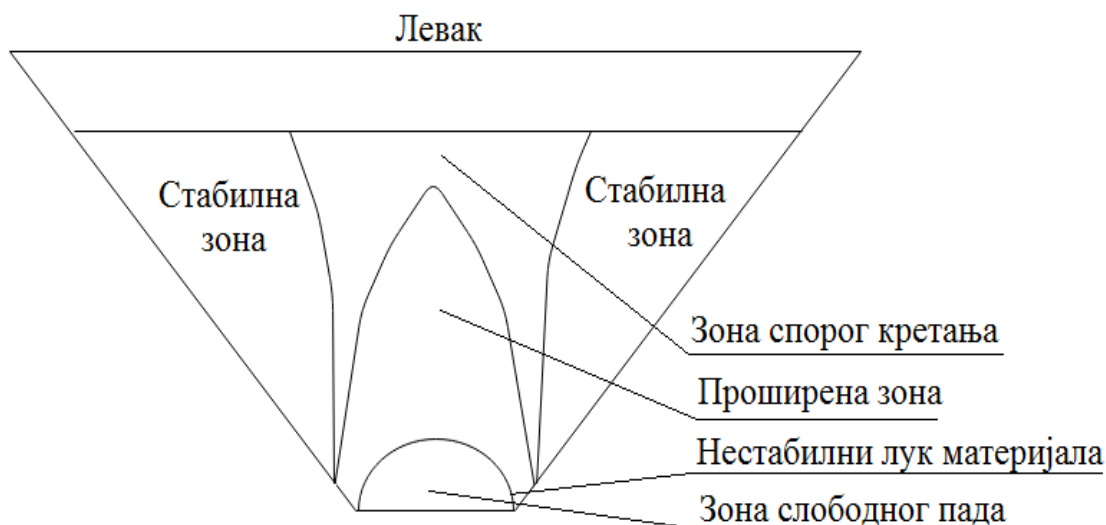
1.2.2 Проток материјала

Иако постоје бројни научни радови који третирају унутрашњу феноменологију расутих материјала који се транспортују, динамички модел међусобне интеракције честица расутог материјала који се транспортује, као и модел интеракције честица са вибрирајућим коритом, није у потпуности теоријски расветљен. Предмет овог истраживања нису ови феномени већ макроскопско понашање расутог материјала као дела система електромагнетни актуатор-

транспортер. Модели унутрашње феноменологије расутих материјала су предложени у литератури [26], [27], [28] али су сувише захтевни за примену у реалном времену. Међутим, постоје макро-механички модели који описују особине расутих материјала у довољној мери да би се исти могли применити у теоријским разматрањима вибрационих транспортера. Један од такав модел је и модел релативног кретања расутог материјала у односу на вибрирајуће корито предложен је у литератури [29], [30]. Овај модел је прихваћен приликом израде ове дисертације.

Дисконтинуирана и нехомогена природа зрнастих материјала доводи до појаве сложених механичких феномена, које би било тешко решити класичним нумеричким методама [28]. У литератури [31] приказани су резултати истраживања законитости истицања расутог материјала, конкретно житарица, из прихватног коша који се налази на почетку транспортне линије. Утврђено је да брзина протока семена зависи од излазног отвора и геометријског облика посуде у којој се одвија проток, као и од физичких својстава зрнастог материјала (унутрашње трење, величина и облик гранула материјала, запреминске масе, садржаја влаге), времена складиштења и услова околине. За испуштање расутог материјала из силоса потребно је осигурати довољан отвор за излаз који се налази на доњем левку - како би се осигурао проток. Прихваћени метод за дизајнирање левака заснива се на чињеници да материјал формира лукове који блокирају проток, тако да их је потребно континуирано разбијати да би се добио жељени проток. Модел протока расутог материјала кроз отвор се заснива на концепту нестабилног обликовања и дезинтеграције лукова расутог материјала смештених изнад засуна. Проток се сматра континуираним ако услови формирања стабилних лукова расутог материјала нису задовољени. Брзина протока на излазу зависи само од висине пада која се задаје висином профила лукова расутог материјала. Слободна зона (или зона слободног пада) расутог материјала кроз испусте левка требало би да је смештена унутар проширене зоне, ограничене нестабилним луком. Дијаграм проточних зона расутог материјала изнад засуна приказан је на Слици 8.

Експериментална студија је показала да је проток расутог материјала код вибрационих транспортера директно пропорционалан амплитуди вибрација корита само код неколико врста материјала, а да у општем случају постоје две области линеарности: једна за ниске вредности протока и друга за високе вредности протока материјала. Експериментални резултати су показали да су вибрациони транспортери погодни за дозирање разних прашкастих материјала у условима слободног, гравиметријског, дотока материјала из конусног прихватног коша. Са материјалима различитих карактеристика су постигнуте и различите протоци материјала, а утврђено је да проток зависи од следећих карактеристика материјала: кохезија, величина и облик честица и густина расутог материјала [32].



Слика 8. Дијаграм проточних зона изнад засуна. (Слика је преузета из литературе [31])

Показано је да је брзина преноса тела кроз вибрационо корито посебно осетљива на варијације коефицијента трења и на угао нагиба корита у односу на хоризонталну раван, за одређени скуп радних параметара [33]. С друге стране, материјали који слободно теку, често имају веће густине и стога захтевају више енергије за транспорт [34]. Ако се амплитуда вибрација корита постепено повећава од нулте вредности, кретање честица материјала пролази кроз фазе кретања према следећем редоследу: материјал се креће заједно са коритом без релативног кретања у односу на корито; материјал се периодично клиже кроз корито односно транспортује се у жељеном смеру; материјал се клиже у односу на корито мењајући смер; материјал се периодично одбија од корита и креће се у одређеном смеру [35].

1.2.3 Резонантни режим рада

Са становишта енергетске ефикасности, у индустријској примени резонантни електромагнетни вибрациони транспортери имају велики значај. Избором еластичности опруга, за одређену количину материјала који се транспортује, могуће је подесити механичку резонантну учестаност система. Рад у условима механичке резонантне учестаности је погодан са становишта енергетске ефикасности због минималне потрошње енергије. У овом случају постиже се максимална вредност амплитуде осциловања, а самим тим и максимална вредност брзине кретања материјала кроз транспортни канал, за одређену уложу енергију [36]. Ограничење амплитуде осциловања се постиже одговарајућом амплитудском контролом, док се претраживање и одржавање резонантног режима постиже одговарајућом фреквентном контролом. Тако да овај концепт подразумева употребу регулисаних електромагнетних погона код којих је имплементирана

амплитудско-фреквентна контрола. Регулисани резонантни електромагнетни транспортери додатно обезбеђују високу енергетску ефикасност која се огледа у минималној вредности побудне струје калема вибрационог актуатора, минималној потрошњи електричне енергије и побољшању фактора снаге целокупног електромагнетног погона [23].

Резонантна учестаност се смањује, а пригушење осцилација се повећава додавањем терета вибрационом кориту. Експериментална студија је показала да фреквентне карактеристике нису симетричне у односу на резонантну учестаност, већ имају нагиб на десну страну. Поред тога, амплитуда осциловања је мање осетљива на промену побудне учестаности за учестаности мање од резонантне. Резонантна учестаност вибрационог транспортера опада не само услед инерцијалне силе оптерећења опруга већ и услед силе трења. Утицај оптерећења опруга се огледа кроз еквивалентну тежину оптерећења и кроз еквивалентни коефицијент пригушења осциловања опруга. Ова два параметра се посебно разматрају приликом пројектовања вибрационог транспортера [37].

1.2.4 Опруге

Посебну пажњу треба обратити и на избор опруга. Опруге које се користе код вибрационих транспортера у току једног дана могу да направе и до четири милиона осцилација [38]. Материјал од којег се производе ове опруге треба да има велике капацитете за акумулирање енергије. Да би се постигла жељена ефикасност вибрационог транспортера потребно је изабрати опруге одговарајуће крутости. Димензионисање опруга треба извршити у складу са очекиваним механичким напрезањем опруга [38]. Истраживање [39] је показало да се највеће механичко оптерећење јавља у горњем делу опруге.

1.2.5 Претварачи електричне енергије

У литератури [40] је представљен принцип рада вибрационог изузимача, који је опремљен вибрационим транспортером, са тежиштем на опису рада тиристорског претварача за погон вибрационог транспортера. На бази мрежне учестаности 50 Hz је развијен унидирекциони претварач за погон излазног вибрационог транспортера који се погони електромагнетним линеарним вибрационим побуђивачем са 3000/3600 осц/мин. Утврђено је да постоји директна зависност ефективне вредности полупериоде струје и одговарајуће брзине протока материјала који се извлачи. Ефективна вредност струје се мења фазним управљањем тиристора. Електромагнетни вибрациони мотор се напаја претварачем који у себи садржи контролну јединицу. Код ових претварача тиристор се окида само у позитивним полупериодама (првој, трећој, петој ...). Овим је мрежни напон учестаности 50 Hz/60 Hz, на улазу у претварач, претворен у пулсациону једносмерну струју која напаја намотај електромагнета вибрационог мотора, генеришући снажне вибрације константне учестаности 3000/3600 осц/мин.

У литератури [41] је предложен вибрациони систем са електромагнетним актуатором који има ауто-резонантну побуду базирану на примени тиристорског претварача. Аутор је предложио решење које омогућава промену учестаности побуде ЕМА. У систем се уводи додатна нелинеарност са циљем да се регулише убрзање тела које вибрира. Ова нелинеарност се постиже додавањем опруга које се налазе на одређеној удаљености од равнотежног положаја котве ЕМА, тако да на одређеној удаљености од равнотежног положаја долази до удара котве у опругу. На овај начин се врши утицај на фреквентну карактеристику система. Вибрације губе свој синусоидални облик, односно вибрационим ударима се уводи асиметрија у вибрационо кретање котве актуатора. Аутор наводи да увођење асиметрије у вибрационо кретање може да резултује значајним унапређењем вибрационих транспортера. Повратна спрега се затвара по сигналу помераја котве актуатора, приликом чега се уводи одговарајуће фазно кашњење овог сигнала. Овим се постиже да учестаност побудног сигнала актуатора не зависи од учестаности мреже. Учестаност и амплитуда вибрација зависе од параметара кола повратне спреге и од механичких параметара система. За одређени фазни померај, који уноси коло повратне спреге, могуће је изједначити учестаност побудног сигнала са природном учестаношћу система, односно могуће је остварити резонантни режим рада вибрационог транспортера. Управљање амплитудом и учестаношћу осциловања котве ЕМА постиже се променом амплитуде и фазе сигнала на излазу кола повратне спреге.

У литератури [42] је предложено решење кола за корекцију фактора снаге, које обезбеђује синусоидну улазну струју. У регулисаним погонима вибрационог транспорта, као стандардни елементи енергетских претварача, користе се тиристори и тријаци. Употреба ових елемената подразумева управљање амплитудом и брзином осциловања вибрационих корита регулацијом фазног угла побудне струје. Спектар улазне струје, поред једносмерне компоненте, садржи и ниже и више хармонике у односу на главну компоненту од 50 Hz. Спектрална композиција у овом случају веома зависи од спектра вибрација. Данас се увелико ради на увођењу прекидачких енергетских претварача за добијање синусоидних или троугластих струјних импулса за покретање електромагнетних вибрационих актуатора. Примена прекидачких енергетских претварача омогућава постизање амплитудне и / или фреквентне регулације вибрационог транспорта. Употреба прекидачких енергетских претварача омогућује употребу резонантног транспортера независно од фреквенције напојне мреже. Из тог разлога неопходно је извршити додатну оптимизацију режима прекидача, тј. оптимизацију улазног (АЦ / ДЦ) исправљачког кола. У литератури [43] приказан о једно од могућих решења тиристорског претварача за побуду електромагнетних вибрационих транспортера.

Математички модел вибрационог транспортног система са електромагнетним вибрационим актуатором и могућности оптималне контроле овог система путем

енергетског претварача су приказани у литератури [44], [45], [46]. Прекидачки претварач је приказан као решење које превазилази многе недостатке полупроводнички контролисаних исправљача (могућност рада само на учестаности мреже, низак фактор снаге ...). Основне предности прекидачких претварача су независност од учестаности мреже и могућност подешавања побуде електромагнетног актуатора, чиме се постиже одговарајућа учестаност и амплитуда осциловања транспортног канала. Предлог оптимизације рада електромагнетних резонантних вибрационих транспортера коришћењем струјно контролисаних транзисторских енергетских претварача детаљно је разматран у литератури [46]. Аутор је користио прекидачке транзисторске енергетске претвараче као флексибилну спрегу између вибрационо-транспортног система и енергетске мреже. Предложено решење превазилази бројне недостатке тиристорски контролисаних погона. Размотрено је и реализовано неколико начина струјне контроле: контрола са толеранцијом опсега (хистерезисна контрола), контрола нулте средње вредности таласности струје за генерисање синусног полуталаса струје и програмирана струјна контрола (контрола више вредности струје) за генерисање троугаоног полуталаса струје. Као оптимално решење је предложена програмирана струјна контрола, уз уважавање минимизације прекидачких губитака, једноставне контроле и поузданости претварача. Ефикасност предложеног струјно контролисаног транзисторског претварача и оптимизација рада електромагнетног вибрационо-транспортног погона су проверене експерименталном верификацијом симулационих резултата.

1.2.6 Актуатори

Електромеханички актуатори су уређаји који ефекте електричних струја претварају у механички ефекат, односно у ефекат физичке силе. Широко се користе у различитим индустријским и транспортним апликацијама и у технолошким процесима аутоматизованих производних система. Функција актуатора може бити заснована на различитим физичким принципима. Често се користе као: феромагнетни актуатори, који користе магнетну силу електромагнета, линеарни електромагнетни актуатори, који раде на принципу трофазног електромотора, термоеластични актуатори, који користе термичку дилатацију метала током њиховог загревања или неједнаког ширења два различита метала која су механички повезана и електрично загрејана, и ДЦ електромагнетни актуатори са перманентним магнетима, на бази NdFeB [47].

ЕМА се најчешће представља као електромагнетни генератор механичке силе. Ова механичка сила је сразмерна квадрату вредности побудне струје актуатора. Уколико побудна струја има импулсни облик тада и побудна сила има импулсни облик. Примена електромагнетног вибрационог погона у комбинацији са енергетским претварачем омогућује флексибилност вибрационог транспорта. Другим речима, могуће је подесити вредности побудне електромагнетне силе,

како по интензитету тако и по трајању. Поред овога, употребом транзисторских енергетских претварача је могуће обезбедити и подешавање учестаности вибрација. На овај начин је добијен вибрационо-транспортни систем, који се понаша као контролисани механички осцилатор [48].

Поред вибрационих транспортера са линијским коритом, у индустријској пракси су значајно заступљени и вибрациони дозатори са вибрирајућом посудом са чије унутрашње стране се налази спирално корито кроз које се транспортује расути материјал [49]. Електромагнетни актуатори који се користе за транспортере са линијским коритом користе и за транспортере са вибрирајућом посудом.

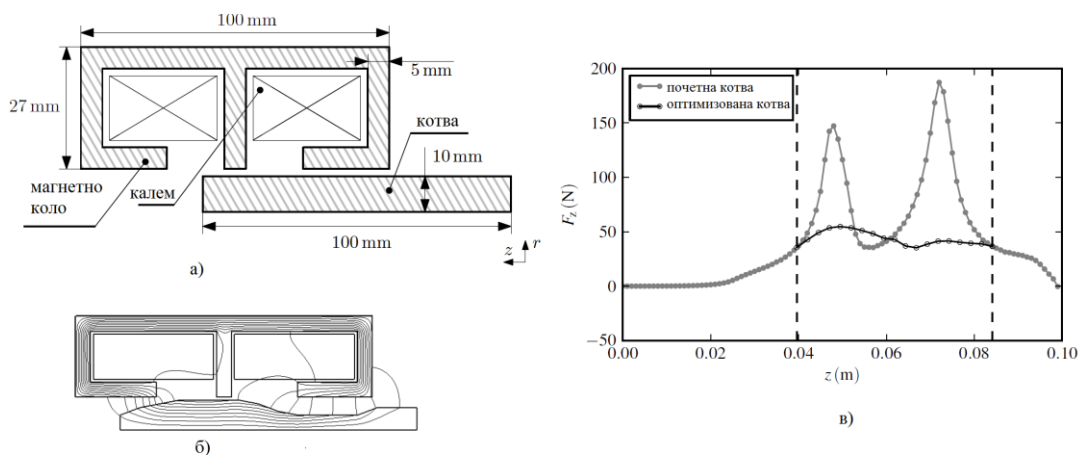
Примена паметних материјала у сензорској и актуаторској области резултирала је значајним напретком у микро-детекцији покрета и контроли кретања. Међу широким спектром уређаја за чију израду се користе паметни материјали, пиезоелектрични актуатори се користе због своје високе прецизности и добре контроле. Проблем са пиезоелектричним актуаторима је смањена прецизност и поновљивост због хистерезисног ефекта [50]. У литератури [51] су приказани експериментални резултати испитивања вибрационог транспортера са пиезоелектричним актуатором. Утврђено је да је могуће постићи резонантни режим рада вибрационог транспортера у одређеном распону учестаности. Подешавање учестаности осциловања се врши механички, а актуатор се напаја директно из мреже, без посебног енергетског претварача. Промена брзине транспорта материјала се врши променом учестаности осциловања, што доводи у питање енергетску ефикасност оваквог актуатора.

У литератури [52] су разматране могућности примене актуатора на бази диелектричних еластомера (ДЕА). Урађена је симулациона анализа и извршено је поређење са ЕМА. Симулациони резултати, који нису експериментално верификовани, су показали да ДЕА у резонантном режиму рада постиже сличне динамичке карактеристике као и ЕМА, али да има знатно већу енергетску ефикасност (око десет пута мању потрошњу електричне енергије).

У литератури [53] је разматрана примена електромагнетних актуатора који се користе за покретање бризгачки горива код дизел мотора или за левитацију возова који користе магнетне јастуке. Након моделовања система извршена је параметарска идентификација на два различита начина. С обзиром да је актуатор нестабилан у колу са отвореном петљом, представљени су основни кораци идентификације актуатора у систему са затвореном петљом. Разматрана су два случаја управљања актуатором. У првом случају је арматура контролисана у околини фиксног равнотежног положаја, а у другом случају је арматура управљања између два крајња положаја. У оба случаја управљање је базирано на

примени ПИД контролера. Предлог решења за контролу убризгавања горива помоћу електромагнетних актуатора представљен је и у литератури [54].

У литератури [55] аутори су представили истраживање у вези оптимизације облика котве електромагнетног актуатора у циљу добијања оптималне статичке карактеристике актуатора. У раду су коришћене нумеричке методе и више-критеријумска оптимизација. На Слици 9 су приказани добијени резултати.

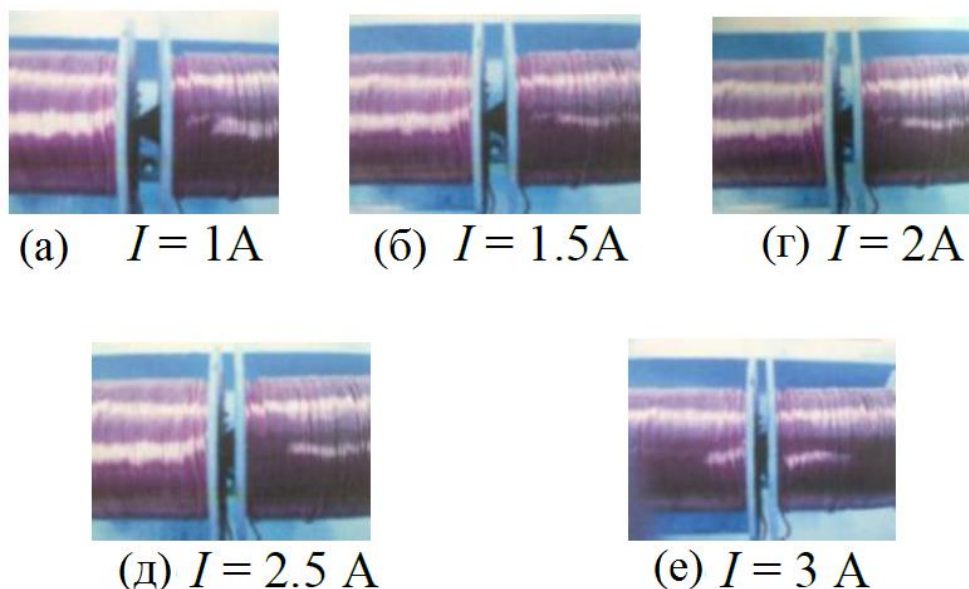


Слика 9. Оптимизација облика котве електромагнетног актуатора. а) Основни облик котве. б) Оптимизовани облик котве. в) Статичка карактеристика актуатора пре и после оптимизације. (Слике су преузете из литературе [55])

На Слици 9 се види да су оптимизацијом облика котве електромагнетног актуатора уклоњени пикови из статичке карактеристике.

У литератури [56] приказан је унапређени електромагнетски актуатор. Овај актуатор се може користити како код прецизних позиционих серво система тако и код вибрационих транспортера, јер кретање слободног соленоида има линеаран одзив на улазну електричну струју. Оваква линеарна преносна карактеристика омогућује примену актуатора у уређајима код којих се управљање остварује са отвореном петљом. Предложени актуатор се састоји од два соленоида и еластомерног конуса, уметнутог између соленоида. Еластомерни конус обезбеђује нелинеарну реакциону силу која се супротставља електромагнетној сили, и као резултат тога, може се постићи равнотежа сила у жељеним радним тачкама да би се формирао линеаран одзив позиције на улазну струју. За прецизно израчунавање високо нелинеарних карактеристика еластичности еластомерног конуса коришћена је анализа коначних елемената. Проучавањем разних геометријских облика еластомера, у конкретном случају, утврђено је да је конусни облик висине 6мм, пречника 7мм и нагибом од 57° даје криву силе и помака која најбоље одговара потреби за опружним перформансама. Израђен је и тестиран прототип

актуатора, заједно са еластомерним конусом. Резултати су показали да кретање актуатора има линеаран одзив на улазну струју, са коефицијентом детерминације R^2 од 0,983. На Слици 10 су приказани одзиви актуатора за различите вредности побудне струје.



Слика 10. Одзиви актуатора са еластомерним конусом. (Слика је преузета из литературе [56])

У литератури [57] аутори описују минијатурне меке електромагнетне актуаторе за примену у роботизи. Уређаји, представљени у овом раду, базирани су на финим завојним индукторима израђеним од силиконских полимерних колоида, еутектичке галијумове легуре (индигалијум-индијум) и магнетног (NdFeB) праха. Приказани су актуатори који се могу деформисати за високофреквентну контролу кретања.

Резултати истраживања примене електромагнетних актуатора у микро-електромеханичким системима (МЕМС), на примеру покретне конзоле, приказани су у литератури [58]. Њихов оптимални облик је изведен методом више-објективног пројектовања заснованом на еволуцијском алгоритму. Неки од примера примене МЕМС актуатора су реализација закретања огледала уређаја за скенирање [59], [60], [61] и манипулација биолошким узорцима до нивоа ћелије [62, 63].

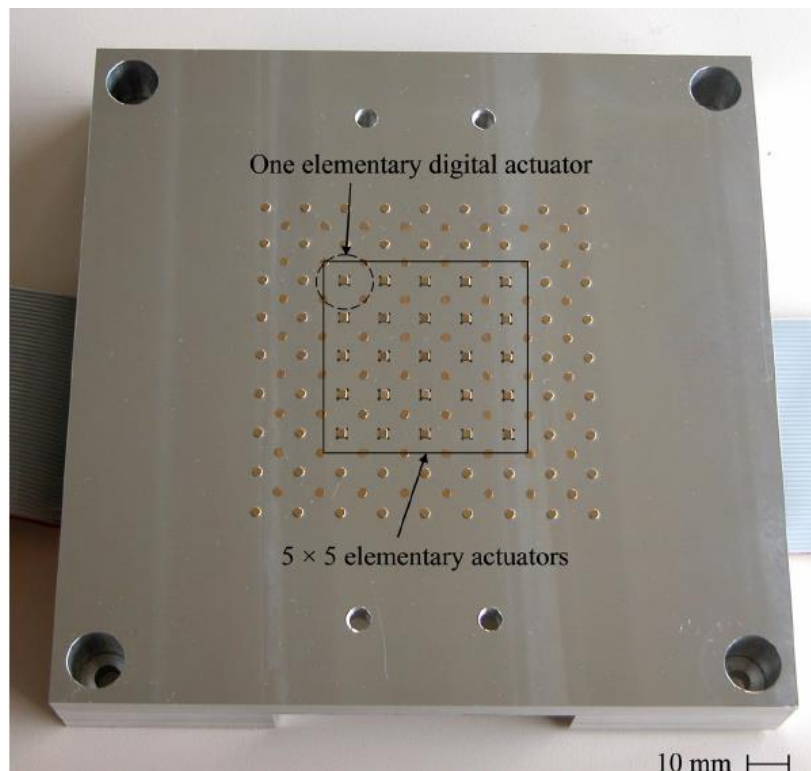
У литератури [64] су представљени меки електромагнетни актуатори. Технолошки развој је омогућио израду електромагнетних актуатора помоћу 3Д штампача. Ови актуатори имају највећу примену у роботизи. Развијени су мекани материјали за израду сталних магнета у облику силикона пуњеног магнетним прахом. Кућишта ових актуатора се израђују од силикона, а уместо бакарних жица користе се растегљиви канали пуњени течним металима. У литератури [64]

је представљен метод израде електромагнетног актуатора везењем мотора на тканини, при чему су коришћене компијутеризоване машине за везење. Сила којом индуковано електромагнетно поље делује на стални магнет, поред струје калема и јачине магнета, зависи и од облика калема. Изглед калема правоугаоног облика, везеног на тканини, приказан је на Слици 11.



Слика 11. Калем правоугаоног облика везен на тканини. (Слика је преузета из литературе [64])

Поред аналогних електромагнетних актуатора постоје и дигитални електромагнетни актуатори. Сажет опис дигиталних електромагнетних актуатора приказан је у литератури [65]. Ови актуатори се базирају на дискретним позицијама између којих се пребацује котва актуатора. Ови актуатори су управљиви у отвореним петљама и, начелно, није потребна употреба додатних сензора за одређивање тренутне позиције котве, што значајно олакшава њихову употребу у механичким системима. Потрошња енергије ових актуатора је мала зато што се побудни импулси генеришу само приликом промене дискретне позиције котве. Употреба дигиталних актуатора може да се сврста у две категорије: основна употреба, користи се само један актуатор, и комплексна употреба, користи се низ или матрица сачињена од више актуатора. У основној употреби најчешће се користе као прекидачи у оптичким, електричним и механичким системима. У комплексној употреби користе се у уређајима за разна механичка померања, у уређајима за приказ базиран на додиру, у модуларним роботима, у дигитално-аналогним конверторима или у механичким меморијама. На Слици 12 је приказана експериментална прототипска плоча на којој се налази матрица елементарних дигиталних актуатора.



*Слика 12. Експериментални прототип дигиталног актуатора 5Х5.
(Слика је преузета из литературе [65])*

Инжењерска пракса захтева стална унапређења ЕМА. Нека од предложених патентираних решења, која се односе на модификације конструкције ЕМА у циљу смањења габарита ЕМА, омогућавање сложенијих покрета котве ЕМА, повећање броја равнотежних положаја котве ЕМА и повећање енергетске ефикасности ЕМА приказана су у литератури [66], [67], [68], [69], [70], [71].

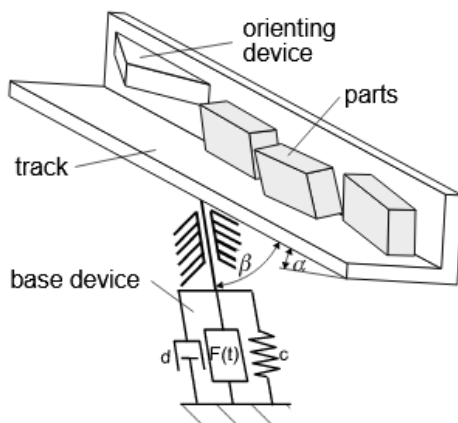
2. Преглед и анализа постојећих решења, приступа и модела управљања вибрационог транспорта

Најчешће примењиване управљачке структуре, које се користе код вибрационих транспортера и вибрационих дозатора, су базиране на ПИД контролерима [72]. Истраживања показују да осетљивост вибрационог транспортера на поремећаје у облику нагле промене масе транспортујућег материјала може бити значајно унапређена увођењем повратне спреге са пропорционално-интегралним (ПИ) контролером [73]. У литератури [72] је предложен унапређени ПИД контролер, базиран на генерализованом предиктивном контролеру (ГПЦ), за управљање вибрационим дозатором који има мотор као актуатор. Модел мотора је представљен линеарном функцијом преноса првог реда, што у значајној мери поједностављује наведено унапређење ПИД контролера.

Да би се превазишла релевантна ограничења традиционалних приступа прорачунавања и да би се избегли дуготрајни и скупи пројектни поступци, литература [74] предлаже и експериментално верификује ефикасан приступ дизајна развијен у оквиру инверзне динамичке структурне модификације (ИДСМ). ИДСМ технике су у широкој употреби у пројектовању заснованом на моделу и оптимизацији вибрационих система. Користе се за синтезу или модификацију инерцијалних и еластичних својстава система како би се осигурали прописани динамички одзиви. Међу различитим начинима представљања жељеног динамичког понашања, ефикасан приступ се састоји у постављању захтева које треба да испуни систем који је предмет пројектовања, и због тога пребацују проблем дизајна у оквиру такозваног инверзног проблема својствених вредности. Овакав проблем има значајан практични интерес, јер пружа ефикасно решење за сложене проблеме у пројектовању система са еластичним компонентама. Због тога се у последњим деценијама јавља све веће интересовање за проучавање ИДСМ-а и развијена су и предложена решења у [74]. Главно питање којим се треба бавити у развијању ових приступа за комплексне вишедимензионалне механичке системе је дефинисање одговарајуће формулације проблема. С једне стране, нелинеарна инхерентна карактеристика ових проблема намеће усвајање нумеричких решења, чија конвергенција до стварног оптимума може бити погођена присуством локалних оптималних решења и нумеричким slabим условљавањем (енг. *ill-conditioning*). Слабо условљавање, посебно, значајно је погоршано у присуству модела великих димензија који се обично користе за представљање сложених вибрационих система. Поред тога, питања несигурности модела треба узети у обзир и правилно обрадити у решењу. С друге стране, практична потреба да се ограничи изводљива модификација физичких параметара и да се пруже нека средства за изражавање различитих нивоа забринутости о

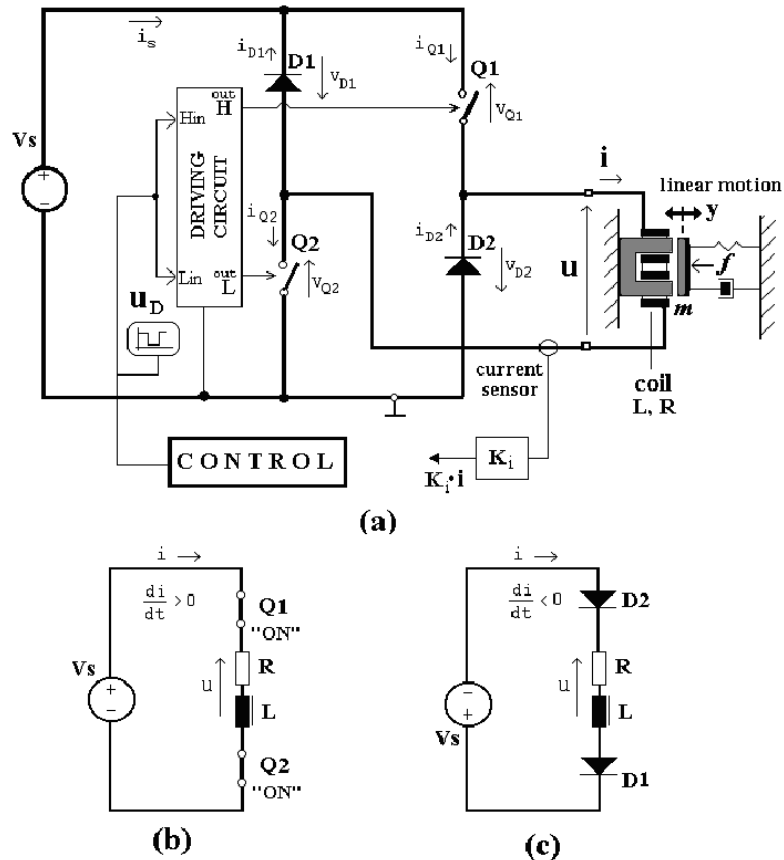
параметрима које треба модификовати, намеће одговарајућу формулацију ИДСМ проблема [74].

Референца [75] описује комплетан механички модел транспортног процеса узимајући у обзир геометрију делова који се преносе, вибрирајуће корито и оријентацију делова, узимајући у обзир главне физичке феномене укључујући вишеструке међусобне утицаје услед трења између делова и вибрирајућег корита. Постављен је оптимизациони проблем који се решава нумеричком методом. Представљени механички модел динамике транспорта чврстих тела узима у обзир утицај Кулоновог трења појединих делова као и међусобно трење делова који се транспортују. Додирна површина делова и вибрирајућег корита је формулисана тродимензионално, док је одговарајући контакт формулисан дводимензионално. Предложена структура система је моделована као врста диференцијалног алгебарског проблема (DAE). Ограничавајуће силе су увођене у једначину кретања као Лагранжеови мултипликатори. Просторни модел контакта, представљен је у систему нелинеарних једначина, за секундарне услове се решава нумерички са специјалним итеративним алгоритмом заснованим на Њутновом методу. Формулација проблема је у стању да обрађује вишеструка међусобно повезана ограничења. Нумеричка интеграција једначине кретања се заснива на примени стандардне Рунге-Кутове методе. Систем разматран у овој референци је приказан на Слици 13.



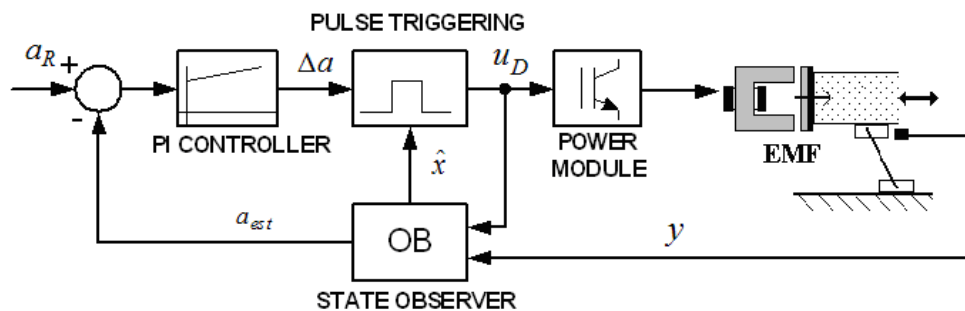
Слика 13. Транспорт са оријентацијом делова. (Слика је преузета из референце [75])

У литератури [73] је разматрано управљање електромагнетним вибрационим дозатором путем контролера у систему са повратном спрегом. Електромагнетни актуатор се побуђује прекидачким колом при чему је ширина импулса управљачка променљива. Електрична шема прекидачког кола је приказана на Слици 14. На овај начин је могуће подесити учестаност, амплитуду и време трајања струјних импулса калема, односно учестаност и интензитет импулса побудне силе која делује на вибрирајуће корито.



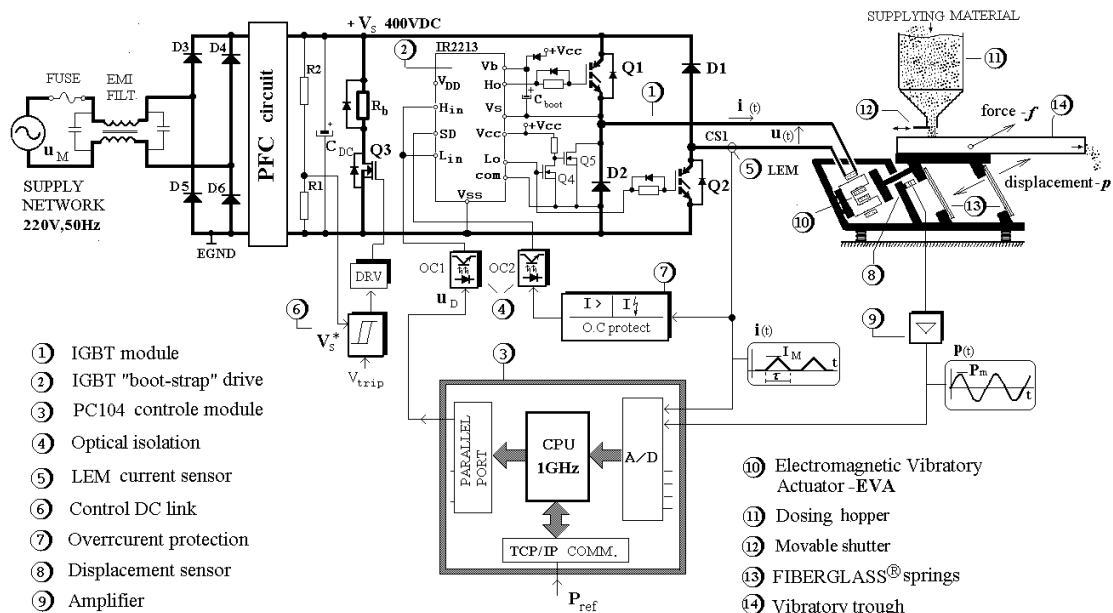
Слика 14. Прекидачко коло за генерисање троугластог облика струје калема актуатора. (а) Принциуска шема. (б) Топологија кола са затвореним прекидачима. (ц) Топологија кола са отвореним прекидачима. (Слика је преузета из литературе [73])

Управљачка структура се састоји од пропорционално интегралног контролера у комбинацији са обсервером стања. Блок дијаграм предложене управљачке структуре је приказан на Слици 15. Контролисана променљива је амплитуда вибрација у резонантном режиму. Употреба обсервера стања омогућује брзу реакцију на поремећаје и праћење референтне вредности у оба смера (пораст и смањење амплитуде) [76].



Слика 15. Управљачка структура са ПИ контролером и обсервером стања. (Слика је преузета из литературе [73])

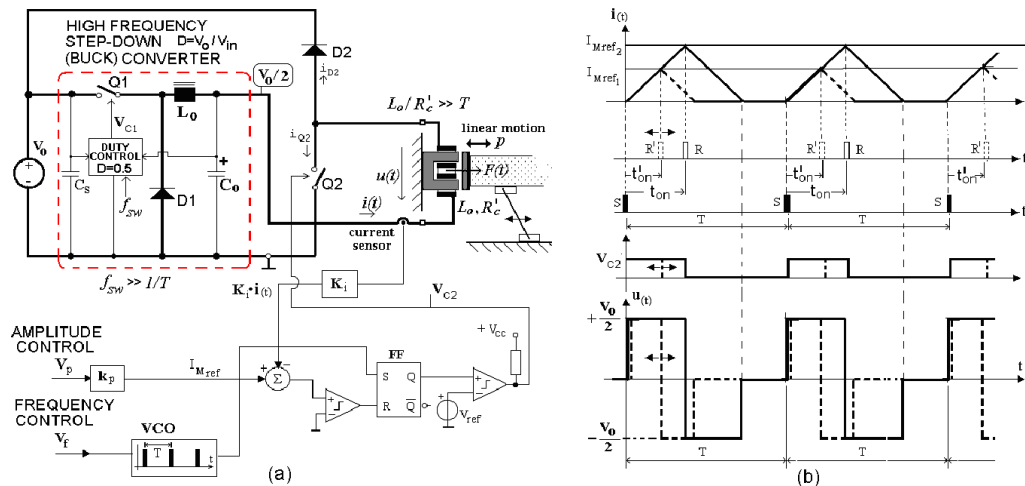
У литератури [48] је представљено могуће решење за амплитудно фреквентну контролу резонантног вибрационог транспортера са електромагнетном побудом. Предложена струјна контрола је заснована на прекидачкој топологији. За разлику од класичне топологије, у којој је могуће контролисати само амплитуду осциловања корита, тиристорска топологија поред контроле амплитуде осциловања омогућује и контролу учестаности осциловања. Примена овог решења омогућује праћење резонантне учестаности транспортера задовољавајућом брзином и прецизношћу. Струјном контролом је постигнуто да се вибрациони транспортер са електромагнетним актуатором понаша као контролисани механички осцилатор. Блок дијаграм експериментално верификоване струјне контроле електромагнетног вибрационог транспортера приказана је на Слици 16.



Слика 16. Струјна контрола електромагнетног вибрационог транспортера. (Слика је преузета из литературе [48])

Једно од могућих решења за управљање амплитудом и учестаношћу побудне струје електромагнетног актуатора предложено је у литератури [13]. На Слици 17 је приказана основна топологија струјних кругова са временским дијаграмима припадајућих сигнала.

Затварањем прекидача Q_1 и Q_2 затвара се струјни круг кроз извор једносмерног напона и калем актуатора услед чега почиње да расте струја калема.

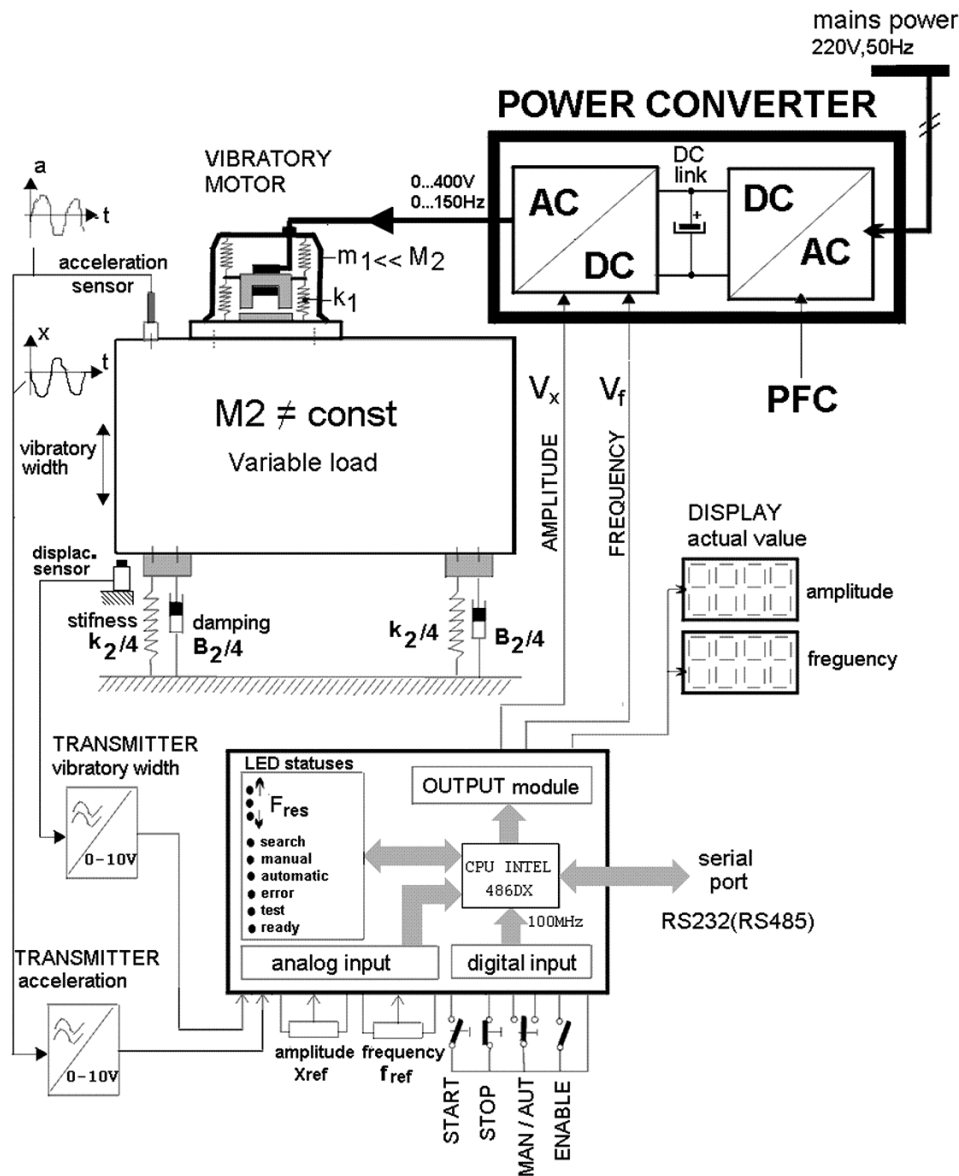


Слика 17. Управљање амплитудом и учестаношћу струје актуатора
(Слика је преузета из литературе [13])

Услед протока струје кроз калем долази до индуковања контра електромоторне силе. Отварањем прекидача Q_1 и Q_2 струја калема, услед дејства индуковане електромоторне силе, почиње да опада при чему се струјни круг затвара кроз диоде D_1 и D_2 . Због временске константе конкретног калема пораст и опадање струје кроз калем врши се линеарно. Учестаност затварања прекидача Q_1 и Q_2 одређена је учестаношћу напонски контролисаног осцилатора VCO . Кад струја калема достигне задату вредност долази до ресетовања излаза флип флопа услед чега се отварају прекидачи Q_1 и Q_2 . На овај начин је остварено управљање струјом актуатора, како по учестаности тако и по амплитуди. Детаљнији опис рада овог енергетског претварача, са одговарајућим симулационим и експерименталним резултатима, приказан је у литератури [13].

У литератури [77] је представљено управљање вибрационим транспортером и дозатором методом итеративног учења, "Iterative Learning Control" (ИЛЦ). Први корак у овој методи управљања је да се изврши моделовање нелинеарног система. Затим се изврши линеаризација добијеног модела и линеаризовани систем се представи у моделу стања. Идеја је да се у реалном времену врши унапређење модела система у простору стања на основу информација о вредностима стања и излаза које су одговарале ранијим моделима стања линеаризованог модела. У литератури [77] је извршена симулација рада ИЛЦ управљања на примеру вибрационог транспорта. Добијени су задовољавајући симулациони резултати, али није извршена експериментална верификација резултата добијених симулацијом.

У литератури [78] је предложено управљање амплитудом и учестаношћу побудне струје електромагнетног вибрационог дозатора засновано на примени микроконтролера. Блок дијаграм вибрационог система управљаног микроконтролером приказан је на Слици 18.



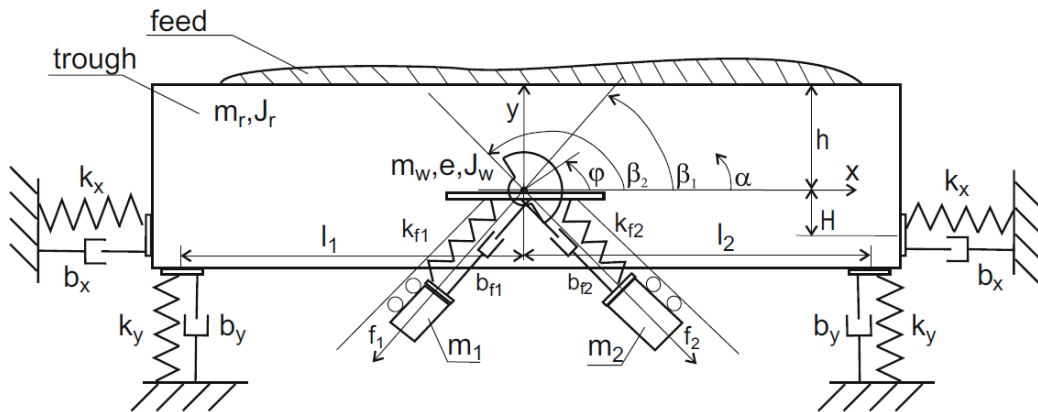
Слика 18. Микроконтролерско управљање вибрационим системом.
(Слика је преузета из литературе [78])

Након аутоматске претраге учестаности врши се постављање учестаности побудне струје која је једнака резонантној учестаности система. Истовремено се врши стална контрола амплитуде осциловања јер променом учестаности побудне струје долази и до промене амплитуде осциловања. За одабрану учестаност побуде потребно је подесити ширину и амплитуду побудних струјних импулса. Актуатор вибрационог система приказаног на Слици 18 је електромагнетни вибрациони мотор (1). Овај мотор се напаја енергетским претварачем (2) који врши АЦ-ДЦ и ДЦ-АЦ конверзију. Излазни, ДЦ-АЦ, претварач је управљив по амплитуди и учестаности излазне струје. Израђен је у полумосној конфигурацији употребом снажних прекидачких биполарних транзистора за изолованим гејтм (IGBT). У повратној спрези, по амплитуди и учестаности механичких осцилација,

употребљен је индуктивни сензор убрзања (3). Поред овог сензора користи се и сензор помераја (4). На основу сигнала са сензора и постављених жељених вредности амплитуде и учестаности осциловања микроконтролер прорачунава вредности управљачких променљивих, које се након Д/А конверзије шаљу у енергетски претварач. У литератури [78] су приказани програмски алгоритми за претрагу учестаности, у циљу одређивања резонантне учестаности система, за праћење резонантне учестаности и за мерење амплитуде осциловања. Експериментални резултати су показали да предложени енергетски претварач има низ позитивних особина. Омогућује континуалну промену учестаности и амплитуде вибрација, проналажење механичке резонантне учестаности вибрационог система и одржавање система у стању резонантне учестаности, односно у стању минималне потрошње енергије из мреже. Систем је прилагодљив разним променама сопствених механичких параметара (старење опруга, изложених динамичком напрезању, или промена масе материјала који се транспортује) и омогућује подешавање параметара потребних за рад у резонантном моду. На овај начин су избегнута механичка подешавања система и застоји у производњи.

У литератури [79] је представљено математичко моделовање вибрационог транспортера на основу експерименталне модалне анализе (ЕМДА) структуралних елемената од којих се састоји вибрациони транспортер (опруге, корито, ослонци ...), а затим и ЕМДА комплетног вибрационог транспортера. Подаци су скупљани у облику фреквентних одзива, како појединачних структуралних елемената, тако и комплетног вибрационог транспортера. Вибрациони транспортер је представљен као систем са једним степеном слободе. Извршено је математичко моделовање динамичких карактеристика система и 3Д моделовање структуралних елемената система и система у целини. ЕМДА је вршена за шест модова у два корака. У првом кораку је извршена ЕМДА свих структуралних елемената, а у другом кораку ЕМДА целог система. Поређењем резонантних учестаности је утврђено да склоп структурних елемената у облику вибрационог транспортера увек има мању резонантну учестаност од било ког појединачног елемента. Резонантне учестаности структурног елемента се смањују са повећањем величине елемента. Капацитет пригушења конструкцијског елемента је такође повећан са повећањем величине конструкцијских елемената.

У литератури [80] предложен је начин управљања вибрационим транспортером, са контролом брзине и променом смера транспорта расутог материјала. Закон управљања је проистекао из специфичности динамичких карактеристика система. Као актуатор се користи ротациони вибратор који је фиксиран за средину корита, а корито је отворено са обе стране. Промена смера транспорта материјала се врши променом броја обртаја ротационог вибратора (побудна учестаност). Блок шема овог транспортера је приказана на Слици 19.



Слика 19. Двосмерни вибрациони транспортер. (Слика је преузета из литературе [80])

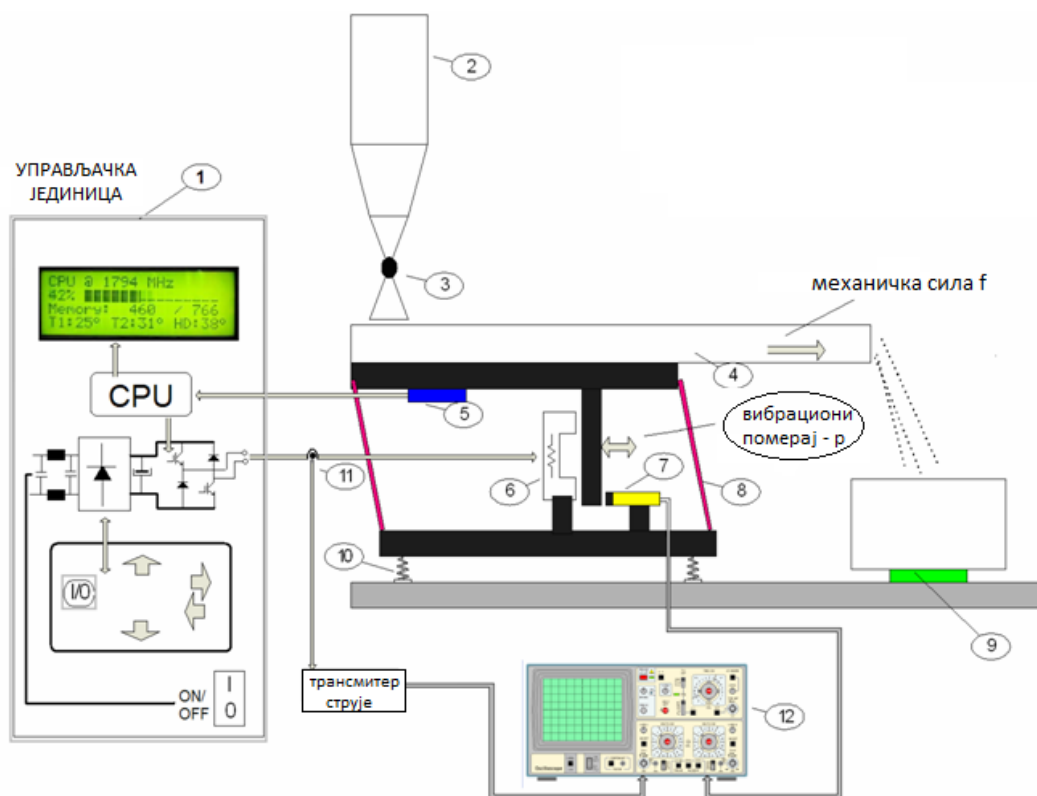
Променом побудне учестаности, тела масе m_1 и m_2 достижу сопствене резонантне учестаности. У зависности које од ови тела је у резонанци, или има доминантнији утицај на кретање корита, мења се и смер кретања материјала кроз корито.

У литератури [81] предмет истраживања нису вибрациони транспортери, али јесу електромагнетни актуатори. Дат је предлог нелинеарног управљања неодређеним електромагнетним актуатором, односно актуатором у чијем моделу стања фигурира и фрикција флукса која се обично занемарује. У овој литератури су приказани симулациони резултати без експерименталне верификације. Управљање се састоје од комбинације два управљачка метода. Први је метод хода уназад који се односи на механички део актуатора, а други је метод клизања који се односи на струју калема и индуковану магнетну силу. Симулациони резултати су показали да ово управљање осигурава да су стања коначно ограничена унутар диска усредсређеног на референцу коју треба пратити.

3. Лабораторијски модел система вибрационог транспорта и идентификација објекта управљања у ширем смислу

Лабораторијски модел система вибрационог транспорта је израђен у Центру за примењену аутоматику Факултета инжењерских наука, где се и налази у просторији Ц85, и користи се у настави и истраживању. Штавише, један од исхода ове докторске дисертације је техничко решење експерименталног постројења [25]. Блок шема лабораторијског модела је приказана на Слици 20.

Модел садржи следеће елементе: (1) управљачка јединица, (2) кош за допрему расутог материјала, (3) засун за подешавање гравиметријског протока материјала из коша, (4) вибрационо корито, (5) сензор убрзања вибрационог корита, (6) електромагнетни побуђивач (актуатор), (7) сензор помераја корита, (8) композитне слојевите опруге, (9) сензор тежине одмереног материјала, (10) пригушно-еластични елементи, (11) сензор струје и (12) осцилоскоп.



Слика 20. Блок шема техничког решења

Управљачка јединица заједно са излазним претварачем реализованим у полумосној *IGBT* топологији, на основу задатих параметара, генерише струјне импулсе који побуђују електромагнетни погон. Ови параметри се задају преко тастатуре, уласком у одређени мени и подешавањем вредности параметара, или

генерисањем спољног управљачког сигнала. Улазни параметри за управљачку јединицу су снага, учестаност струјних импулса и убрзање корита. Учестаност се задаје преко тастатуре, а информација о убрзању добија се са сензора убрзања, који је причвршћен за носач корита. Снага је параметар који је сразмеран средњој вредности струје електромагнетног побуђивача, а може да се задаје преко тастатуре или генерисањем спољног управљачког сигнала. Уколико се наведено експериментално постројење користи у систему са затвореном повратном спрегом, управљачка јединица се надограђује микроконтролером који генерише управљачки сигнал.

Постоље за које је фиксиран механички део система је израђено од масивног блока, у циљу преношења вибрација на канал за проток расутог материјала. Преношење вибрација на околину спречава се помоћу пригушно еластичних елемената. Постоље конструктивно омогућава чврсту везу са носачем композитних опруга, плоче за уградњу сензора помераја и конзоле носача коша изнад канала за транспорт расутог материјала. Носач опруга представља тачку ослоња за опруге и место на којем се фиксира индуктивни намотај (калем) вибрационог побуђивача.

Опруге су израђене од композитног материјала Fiberglass®-а. У комплекту лабораторијског модела налазе се четири пара опруга различите дебљине. Комбинацијом ових опруга врши се подешавање коефицијента еластичности ослањања вибрационог корита, а самим тим и подешавање резонантне учестаности.

Кош за допрему материјала је левкастог облика, чиме је обезбеђен слободни гравиметријски проток материјала. Проток материјала из коша могуће је подешавати помоћу кугластог засуна (вентила) пречника $\frac{3}{4}$ ". Запремина коша је око 2 литра.

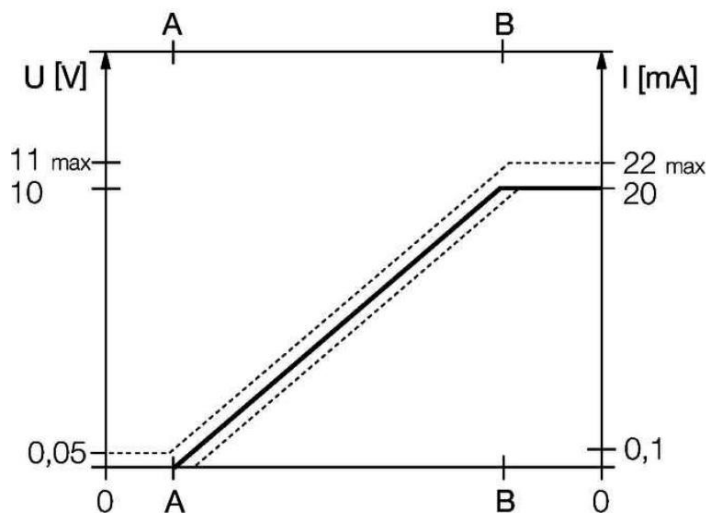
Сензор убрзања, типа "P/N 123-215", је причвршћен за носач канала. Сигнал са овог сензора се води у управљачку јединицу, ради праћења амплитуде и учестаности осциловања.

Управљачка јединица "VF-3 121-000-0754", на основу задатих вредности учестаности и снаге, управља радом енергетског претварача. Унос података се врши преко интегрисане тастатуре, уз приказ менија на дисплеју. Управљачка јединица може бити постављена у вертикални или у хоризонтални положај. У сваком случају је потребно обезбедити слободну циркулацију ваздуха са задње стране кућишта. Боље хлађење се постиже фиксирањем задње стране за металну површину. Димензије кућишта управљачке јединице приказане су на Слици 22 (мере су приказане у сантиметрима).

Енергетски претварач је реализован као ИГБТ полумосни претварач. Управљачка логика обезбеђује да побудна струја актуатора прати унапред задани референтни облик побудне струје.

Сензор вибрационог помераја носача корита, типа "TURCK Ni10-M18-LiU", базиран на индуковању вртложних струја, је механички причвршћен за носач опруга. Сигнал на излазу овог сензора сразмеран је релативном померају носача корита у односу на носач опруга, односно у односу на постоље дозатора. Преносна карактеристика сензора је приказана на Слици 21. Опсег мерења [A – B] одговара распону 1 - 7 mm.

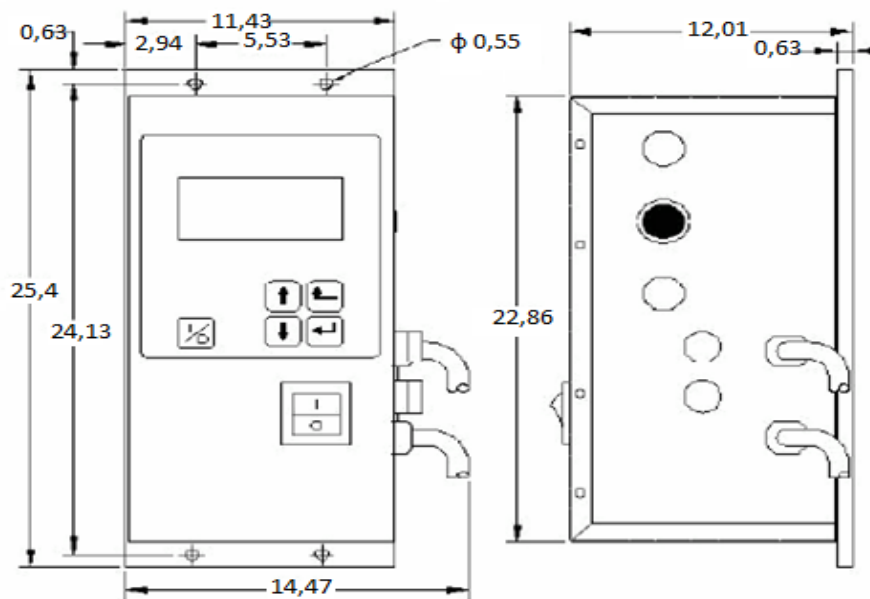
Средња вредност струје мери се дигиталним мултиметром "MS8268", а као струјни сензор користи се бесконтактни сензор типа "AC712T", базиран на електромагнетном дејству променљиве примарне струје (струја намотаја вибрационог побуђивача).



Слика 21. Преносна карактеристика сензора помераја носача корита

Тренутне вредности вибрационог помераја носача корита и струје вибрационог актуатора се воде на улазе осцилоскопа.

За мерење тежине одмереног материјала користи се тежински сензор – оптеретна мерна ћелија, ослоњен једном страном на стабилну основу. На другој страни сензора се монтира прихватна посуда за мерени материјал.

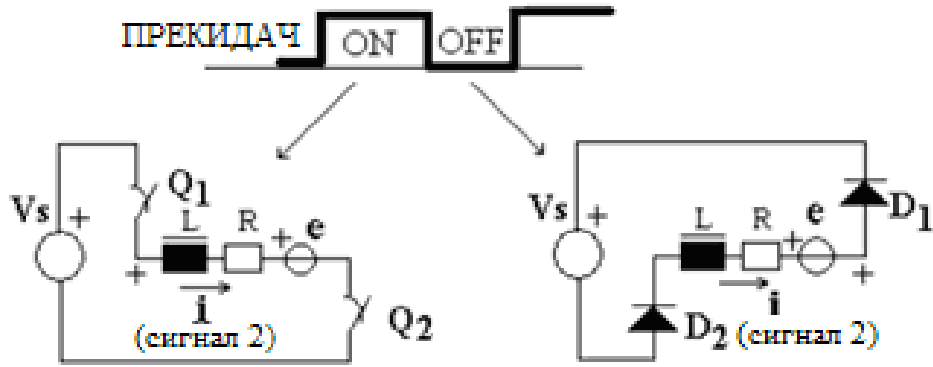


Слика 22. Димензије кућишта управљачке јединице (мере су у см)

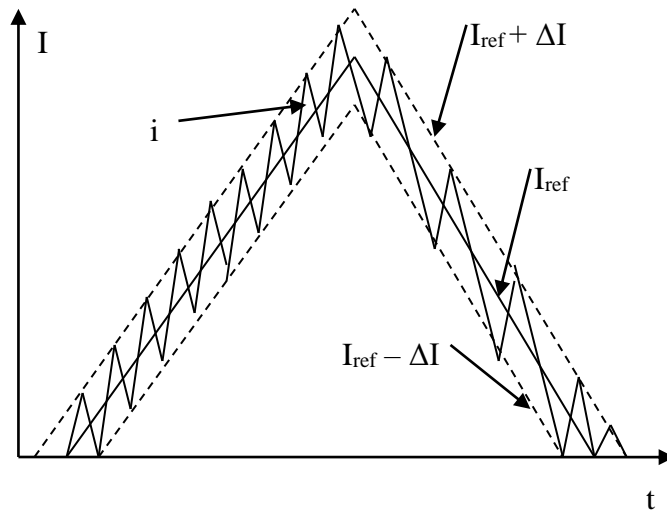
Принципска шема енергетског претварача, коришћеног у овом истраживању, приказана је на Слици 23. Таласни облици карактеристичних сигнала су приказани на Слици 24.

Управљачка логика врши поређење вредности побудне струје актуатора ($i(t)$) са вредношћу референтног сигнала I_{ref} и генерише управљачке импULSE који управљају радом прекидача Q_1 и Q_2 . Ови прекидачи се затварају у тренутку испуњавања услова $i < I_{ref} + \Delta I$, а отварају се у тренутку испуњења услова $i > I_{ref} + \Delta I$. На овај начин је обезбеђено одржавање струје актуатора унутар заданих граница у околини референтне вредности.

У интервалима када су прекидачи Q_1 и Q_2 укључени, услед претежно индуктивне природе побудног намотаја вибрационог побуђивача, његова струја расте. У интервалима када су прекидачи Q_1 и Q_2 искључени, долази до укључења диода D_1 и D_2 . Оне постају проводне и акумулирану енергију из калема враћају у једносмерно (ДЦ) међуколо енергетског претварача. У овом случају струја намотаја вибрационог побуђивача опада, с обзиром да је напон на крајевима намотаја вибрационог побуђивача негативан.

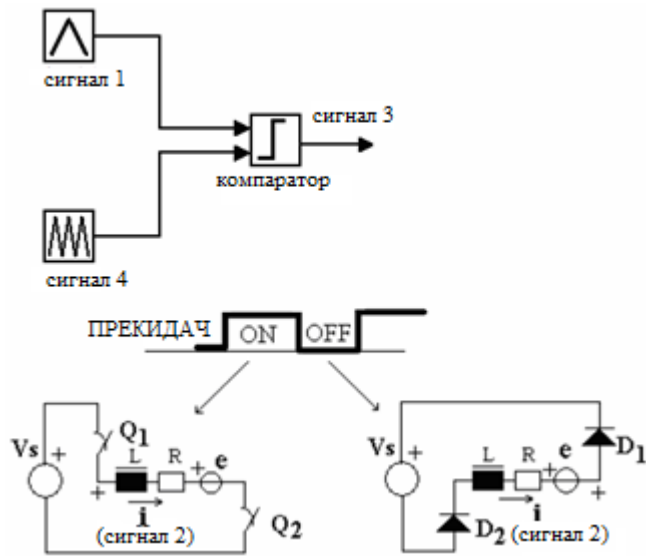


Слика 23. Принципска шема ИГБТ претварача

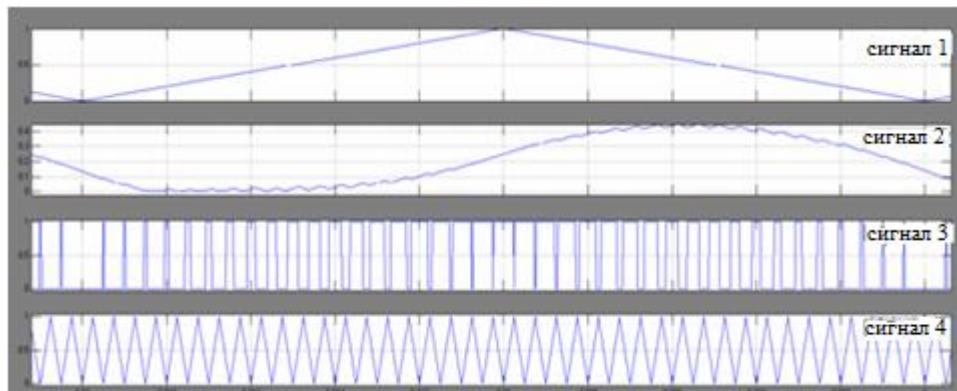


Слика 24. Генерисање побудне струје у управљачком колу ИГБТ претварача.

Поред наведеног начина, генерисање побудне струје актуатора се у пракси врши и на принципу ширинске модулације импулса који управљају радом енергетског претварача. Принципска шема енергетског претварача и припадајуће ПВМ управљачко коло су приказани на Слици 25. Таласни облици карактеристичних сигнала су приказани на Слици 26.



Слика 25. Принципска шема ИГБТ претварача и начин генерисања ПВМ импулса.



Слика 26. Таласни облици карактеристичних сигнала у управљачком колу ИГБТ претварача.

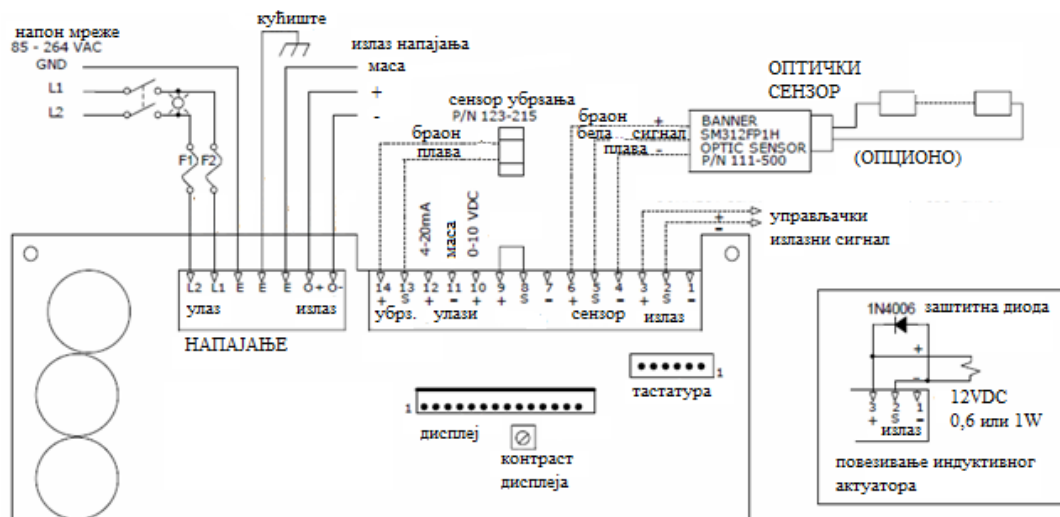
Референтни сигнал може бити правоугаони, троугаони или синусни. У овом случају је одабрана троугаона референца, на Слици 23 означена као "сигнал 1" и високофреквентни троугаони носилац "сигнал 4". Поређењем ова два сигнала у компараторском блоку, добија се ширински модулисана поворка импулса означена као "сигнал 3". Ова поворка импулса уствари управља радом ИГБТ прекидача Q_1 и Q_2 .

3.1. Управљачки и контролни сигнали

Прикључци за контролне и управљачке сигнале су изведени изван кућишта управљачке јединице.

Улаз за краткоспојник (пинови (8) и (9)) користи се за омогућавање рада управљачке јединице. Уколико је на овом улазу постављен краткоспојник, за

покретање управљачке јединице довољно је укључити напајање. Уколико се овај улаз контролише релејем, или на неки други начин, прекидачки елемент треба да је пројектован за 12V и 3mA. Кад је овај улаз затворен на дисплеју је исписано "R=1", у супротном исписано је "R=0". Уколико се овај улаз контролише помоћу ПЛЦ-а, управљачки сигнал је потребно довести на пине (8) и (7). Блок шема управљачке јединице је приказана на Слици 27.



Слика 27. Блок шема управљачке јединице.

Помоћни излаз (пине (1), (2) и (3)) може да се користи за контролу електромагнетних вентила, разних релеја и за покретање неке друге управљачке јединице. Кад је овај излаз активан на дисплеју је исписано "A=1", у супротном исписано је "A=0". Уколико је овај излаз оптерећен индуктивним оптерећењем, потребно је обезбедити заштиту помоћу диоде која је инверзно поларисана. Максимално дозвољено оптерећење овог излаза је 12V 85mA.

Улази (10)-(14), приказани на блок шеми управљачке јединице, представљају улазе за сигнале који се користе за управљање брзином протока материјала. Сигнал са сензора убрзања се управљачка јединица користи за процену тренутне амплитуде осциловања корита, без обзира да ли се управљање протоком материјала врши задавањем параметара преко тастатуре управљачке јединице или довођењем спољног управљачког сигнала. Аналогни улази, на које се доводе спољни управљачки сигнали, користе се за струјну (4-20mA) или напонску (0-10V) контролу амплитуде осциловања.

3.2. Програмирање управљачке јединице

Програмирање управљачке јединице врши се подешавањем параметара у оквиру корисничког менија.

Тастер "ENTER" омогућује кретање кроз мени, приступ појединим подешавањима и потврду избора параметара. За улазак у кориснички мени

потребно је неколико секунди држати притиснут овај тастер. Уколико су активиране мере заштите, пре уласка у кориснички мени потребно је унети одговарајући код.

Тастер "BACK" користи се за повратак по један корак уназад у корисничком менију и за излазак из корисничког менија.

Тастери "↑" и "↓" користе се за кретање кроз мени и за повећавање и смањивање вредности параметара, респективно.

Тастер "1/0" омогућује тренутно покретање или заустављање рада вибрационе јединице, у складу са претходно извршеним подешавањима у корисничком менију. Уколико је на дисплеју приказано "Stop/Run", дужим држањем овог тастера покреће се вибрациона јединица без обзира на стања на улазним и излазним прикључцима и на задате статусе у корисничком менију.

3.3. Подешавање амплитуде осциловања

Подешавање амплитуде осциловања врши се у менију "Power", а задаје се као проценат максимално могуће вредности. Граничне вредности овог параметра се задају у менију "Max Amplitude" и "Min Amplitude". Ограничавање овог параметра врши се због спречавања физичког оштећења вибрационе јединице и прегревања калема.

У циљу спречавања оштећења опруга могуће је у менију "Power" подесити лагани старт вибрационе јединице. Лагани старт се постиже помоћу ефекта рампе.

3.4. Спољна контрола протока материјала

Проток материјала може да се контролише помоћу ПЛЦ-а, помоћу сигнала са ЦФР сензора или помоћу аналогног извора.

За управљање протоком помоћу ЦФР сензора, потребно је "Amplitude Source" и "Frequency Mode" подесити на "Auto Track". На дисплеју треба да је исписано "Run/CFR", што сигнализира да је сензор прикључен. Управљачка јединица користи сигнал са овог сензора да би одржавала константну амплитуду вибрација на резонантној учестаности. Препоручује се ограничење максималне амплитуде осциловања, приликом коришћења овог сензора, у циљу спречавања прегревања калема.

Струјна контрола, помоћу ПЛЦ-а, укључује се избором опције "4-20mA" у менију "Amplitude Source".

Напонска контрола, помоћу ПЛЦ-а, укључује се избором опције "0-10VDC" у менију "Amplitude Source".

Избором опције "Manual" занемарују се сви спољни сигнали и подешавање амплитуде осциловања се врши ручно помоћу тастера "↑" и "↓".

3.5. ЦФР позитивно и негативно појачање

Подешавање позитивног и негативног ЦФР појачања врши се избором вредности параметара "CFR Positive Gain" и "CFR Negative Gain". Ови параметри одређују брзину пораста, односно смањења, амплитуде осциловања уколико се иста разликује од задате. Уколико се подеси исувише мала вредност ових параметра, потребно је више времена да се постигне жељена вредност амплитуде осциловања. Уколико се подеси исувише велика вредност ових параметара, долази до сталног прескакања задате вредности амплитуде осциловања. Управљачка јединица користи вредности ових параметара када је у употреби сензор убрзања и кад је параметар "Amplitude Control" подешен на "Auto Track".

3.6. Подешавање учестаности

Подешавања везана за учестаност осциловања врше се у менију "Frequency". Учестаност побудних струјних импулса може да се подеси у распону од 5 до 140 Hz. Природна (резонантна) учестаност осциловања вибрационе јединице зависи од коефицијента еластичности опруга и од тежине оптерећења које је ослоњено на опруге. Управљање учестаношћу побудних струјних импулса калема може бити аутоматско и ручно, што се подешава у менију "Frequency Mode". Вредност учестаности побудних струјних импулса потребно је подесити тако да буде једнака вредности резонантне учестаности вибрационе јединице. Вредност учестаности струјних импулса на дисплеју се показује у облику "F=120.0 Hz".

У случају ручног тражења резонантне учестаности вибрационе јединице, потребно је вредност параметра "Power" подесити на 30%, а затим мењати учестаност струјних импулса све док се не пронађе вредност за коју је амплитуда осциловања највећа. Други начин тражења резонантне учестаности састоји се у куцању носача канала чекићем и снимању временског дијаграма помераја канала. Временски дијаграм представља приказ пригушених слободних осцилација. Учестаност ових пригушених осцилације је резонантна учестаност вибрационе јединице.

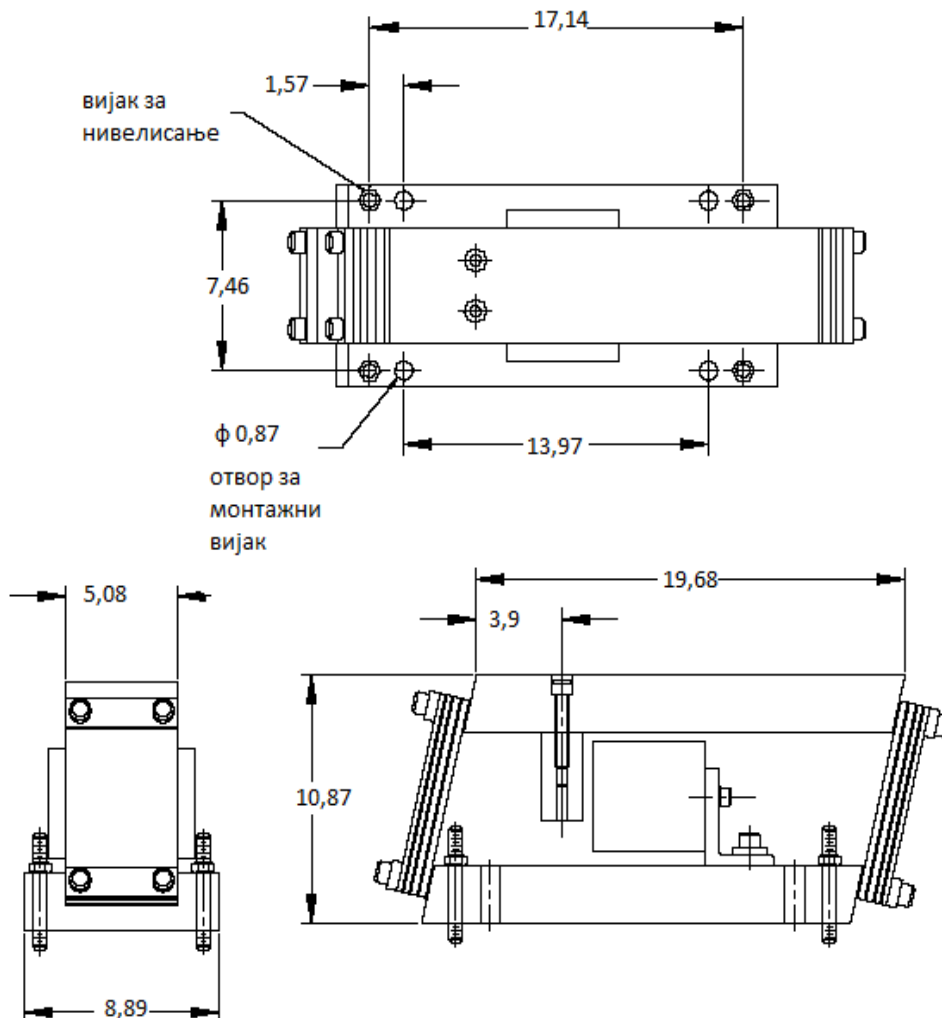
У случају аутоматског тражења резонантне учестаности потребно је прикључити сензор убрзања и параметре "Amplitude Source" и "Frequency mode" подесити на "Auto Tracking". Избором опције "Auto Scan" почиње аутоматско тражење резонантне учестаности вибрационе јединице. Уколико је претрага успешна, приказана вредност учестаности на дисплеју је исписана тамнијим бројевима него иначе.

3.7. Подешавање вибрационе јединице

Да би се добио оптималан рад вибрационе јединице потребно је извршити следећа подешавања:

- Подешавање ширине ваздушног процепа калема.
- Подешавање еластичности опруга.
- Подешавање побуде електромагнета.

Препоручена амплитуда осциловања вибрационе јединице је 60% до 80% од максимално могуће вредности. Приликом рада вибрационе јединице треба водити рачуна о грејању калема. Калем и након неколико сати рада треба да је довољно хладан да може да се додирне руком. Димензије погонског механизма су приказане на Слици 28.



Слика 28. Димензије погонског механизма (мере су у см).

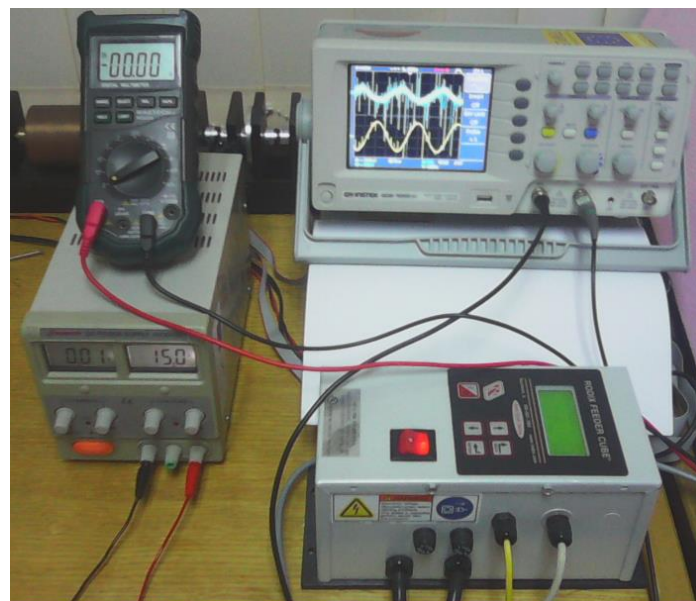
Препоручена ширина ваздушног процепа калема је 2,5mm. Ширина ваздушног процепа треба да је у распону од 0,7 mm до 3 mm. Приликом нормалног рада вибрационе јединице не би требало да покретна котва удара о тело калема. Енергетски кабл калема треба причврстити тако да се на помера.

Подешавање еластичности опруга врши се променом броја опруга. На овај начин се подешава и механичка резонантна учестаност вибрационе јединице. Опруге се причвршћују помоћу вијака. Попуштање једног горњег вијка еквивалентно је уклањању једне опруге.

На Слици 29 је приказана вибрациона јединица са кошом за допремање материјала. На Слици 30 је приказана управљачка јединица са мерном опремом.



Слика 29. Вибрациона јединица.



Слика 30. Управљачка јединица и мерна опрема

3.8 Надоградња управљачке јединице за рад у систему за затвореном повратном спрегом

3.8.1 Хардверско окружење

За обраду сигнала са сензора помераја корита и за генерисање управљачке променљиве користе се два засебна микроконтролера *STM32F407VGT6*. Изглед модула који су коришћени у овом раду приказан је на Слици 31. У литератури [82] је предложена употреба аквизиционе картице *NI-SBRIO-9636*, која је такође базирана на 32-битном микроконтролеру, међутим у овом истраживању су коришћени наведени модули који су по својој цени далеко приступачнији.

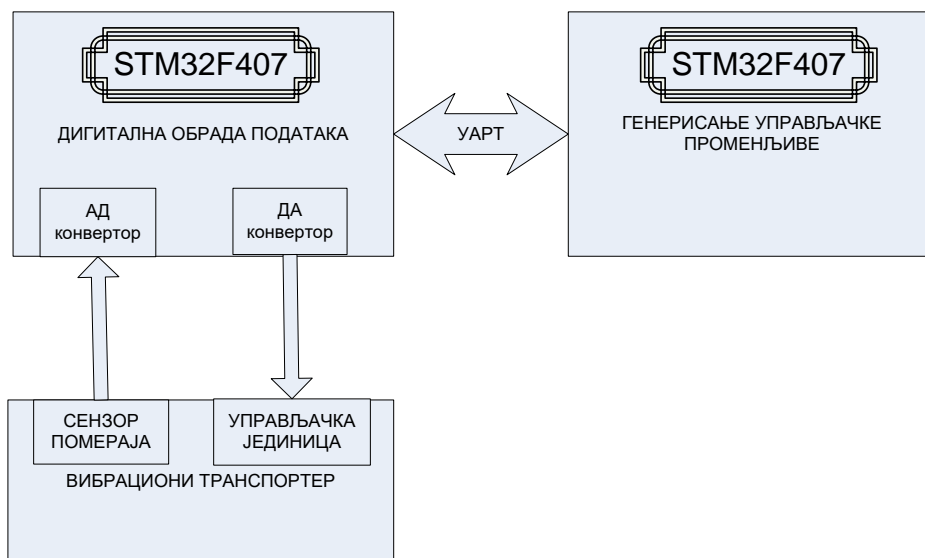


Слика 31. Модул са микроконтролером *STM32F407VGT6* (произвођач Микроелектроника Београд).

Микроконтролер *STM32F407VGT6* је развијен за образовне сврхе и припада серији *STM32* микроконтролера. *STM32F407* се користи у широком спектру уређаја, од контроле батерија до управљања летелицама у реалном времену. Компоненте ове серије микроконтролера су приступачне по цени и омогућавају примену разних софтверских алата. На модулу приказаном на Слици 31 уграђено је АРМ *Cortex-M4* језгро које може радити на учестаностима такта до 168 MHz. Серија *STM32F4* је компатибилна са свим АРМ алатима и програмима. Блок дијаграм управљања померајем вибрационог корита приказан је на Слици 32.

За постављање параметара периферије микроконтролера коришћен је графички софтвер *STM32CubeMX*. Овај софтвер иницијализује програмски код написан у *C* програмском језику. Графичко окружење софтвера *STM32CubeMX* приказано је у Прилогу број 7. Први корак (Слика 1 у Прилогу број 7) је постављање периферије контролера. У овом кораку се постављају улазни/излазни пинови и врши се избор периферних компонента микроконтролера. У

конкретном случају, активирани су АД и ДА конвертори, тајмер и серијски протоколи за размену података.



Слика 32. Блок дијаграм управљања померајем вибрационог корита.

Са постављеном периферијом процесор размењује податке у циљу усклађивања рада периферије или у циљу извршавања аритметичко-логичких операција над подацима. Следећи корак (Слика 2 у Прилогу број 7) јесте постављање такта и учестаности периферије микроконтролера за обраду сигнала. Такт је подешен на максималну вредност (168 MHz). На Слици 3 приказан је мени за подешавање параметара АД конвертора. Конверзија се врши са резолуцијом од 12 битова. Тајмер број 2 се користи за генерисање временских прекида. Ови прекиди прекидају тренутни алгоритам који извршава процесор и даљи рад процесора се усмерава на извршавање рутине која је обухваћена овим прекидом. По завршетку извршавања рутине из прекида, процесор се враћа на извршавања алгоритма који је прекинут и наставља даље од тачке прекида. Тајмер је подешен да захтеве за прекиде шаље по истеку сваких 500 μ s. На Слици 5, у Прилогу 7, приказано је постављање пинова микроконтролера за генерисање управљачког сигнала. Такт се поставља на исти начин као на модулу за обраду података. На овом модулу се не врши АД/ДА конверзија већ се само врше аритметичко-логичке операције над подацима који се размењују са модулом за обраду података. Користе се два одвојена модула ради повећања процесорске снаге. Након извршених поставки врши се покретање апликације за генерисање програмског окружења.

Размена података између модула за дигиталну обраду сигнала и модула за генерисање управљачке променљиве остварује се преко серијске везе која је заснована на УАРТ протоколу.

Излаз ДА конвертора на модулу за дигиталну обраду података повезан је са улазом за управљачки сигнал на управљачкој јединици вибрационог транспортера.

У прилозима 8 и 9 приказани су кориснички кодови за обраду сигнала и за генерисање управљачке променљиве, респективно.

3.8.2 Дигитална обрада сигнала

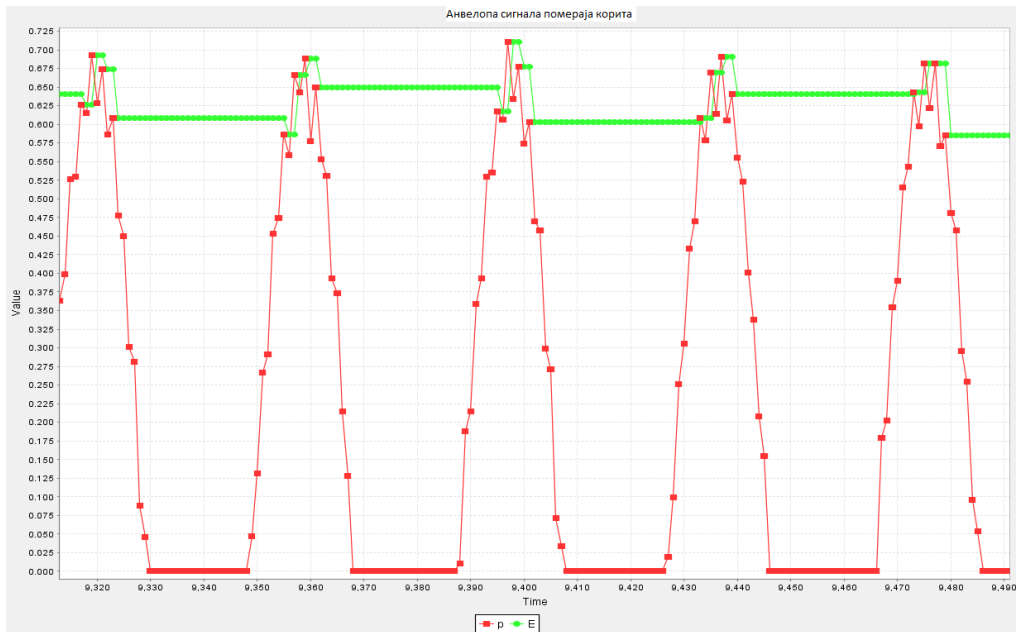
Задавање вредности параметра A_p [%] могуће је вршити на више начина. У хардверском окружењу заснованом на примени микроконтролера промена вредности овог параметра врши се променом одговарајућег напонског нивоа у опсегу 0 – 10 V, што одговара промени параметра A у опсегу 0 – 100%.

Сигнал на излазу сензора помераја је периодични сигнал који у радној тачки има синусни облик.

На модулу за обраду сигнала активирани су два АД конвертора и један ДА конвертор. Сигнал са сензора помераја корита доводи се на улаз АД конвертора и врши се његово одабирање са периодом одабирања 500 μ s. На основу 39 одбирака сигнала прорачунава се средња вредност сигнала са сензора помераја корита. Одузимањем средње вредности сигнала од његове тренутне вредности добија се наизменична компонента сигнала која представља померај корита вибрационог транспортера. Обвојница овог сигнала представља информацију о померају корита транспортера у хоризонталној равни. Тренутна вредност обвојнице шаље се модулу за генерисање управљачке променљиве. На овом модулу се извршава алгоритам примењеног контролера (МПЦ или ПИД) и прорачуната вредност управљачке променљиве се враћа микроконтролеру на модулу за дигиталну обраду сигнала. Овај микроконтролер врши ДА конверзију и шаље управљачки сигнал према управљачкој јединици вибрационог транспортера.

Приликом конфигурисања периферије микроконтролера тајмер *TIM2* је подешен да врши прекиде на сваких 500 μ s и позива рутину у којој се врши наведена обрада сигнала са сензора помераја корита.

Временски облик обвојнице сигнала приказан је на Слици 33. Сигнал помераја корита је просто-периодичан сигнал који се изобличи услед утицаја разних шумова и поремећаја, тако да се на улазу АД конвертора добије сигнал који има локалне максимуме и у близине амплитуде негативне полупериоде. Да би се избегао утицај ових локалних максимума на облик обвојнице сигнала помераја корита, одбирци сигнала помераја корита са негативним вредностима су одбацивани.



Слика 33. Обвојница (E) сигнала помераја корита.

На Слици 33 црвеном бојом су представљене позитивне вредности сигнала које се добијају на излазу АД конвертора. Зеленом бојом су представљене тачке локалних максимума, које представљају вредности обвојнице сигнала.

4. Моделирање динамичког система и модел објекта управљања у ширем смислу

У литератури [83] је приказан модел линијског вибрационог транспортера заснован на кинетичким и потенцијалним енергијама, особинама механичког система и Лагранжеовим једначинама. Након извршених прихватљивих поједностављења овог модела, у литератури [48] је предложен модел који кретање корита транспортера, у хоризонталној равни, описује диференцијалном једначином другог реда.

Моделирање динамичког система објекта управљања, у овој дисертацији, врши се за израђено експериментално постројење. Механички део транспортера може математички да се представи диференцијалном једначином другог реда [48]:

$$p'' + 2\beta p' + \frac{k}{m} p = \frac{K_1}{m} f \quad (1)$$

где су p , β , k , m , K_1 и f померај носача корита, коефицијент пригушења, крутост опруге, маса оптерећења опруга, статичко појачање и електромагнетна сила, респективно.

Ширина ваздушног процепа у равнотежном положају је p_0 , што је уједно и максимална могућа вредност помераја носача корита.

Модел електромагнетног погона [48] представљен је једначинама (2) – (4).

$$L(p) \cdot \frac{di}{dt} + \left(\frac{\partial L(p)}{\partial p} \cdot \frac{dp}{dt} + R_c \right) \cdot i = u \quad (2)$$

$$f = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial L(p)}{\partial p} \cdot i^2 \quad (3)$$

$$\frac{\partial L(p)}{\partial p} = -L_0 \frac{p_0}{(d+p)^2} \quad (4)$$

R_c представља активну отпорност а $L(p)$ индуктивност калема.

На основу једначина (1) - (4) **једначина кретања носача корита постаје:**

$$p'' + 2\beta p' + \frac{k}{m} p = -\frac{K_1 L_0}{2m} \frac{p_0}{(d+p)^2} i^2 \quad (5)$$

Експериментално је утврђена следећа зависност средње вредности струје калема од вредности параметра A_P :

$$I_{SR} = 3A_p + 55[mA], \text{ за } A_p > 0 \quad (6)$$

$$I_{SR} = 0, \text{ за } A_p = 0$$

Побудна струја $i(t)$ представља поворку троугаоних импулса амплитуде A_m са међусобним временским померајем од $T/4$, где је T периода понављања импулса. У временском домену, струја $i(t)$ је парна периодична функција која се може развити у Фуријеов ред:

$$i(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\omega t \quad (7)$$

$$a_0 = \frac{3A_m}{8} \quad (8)$$

$$a_k = \frac{8A_m}{3\pi^2 k^2} \left(1 - \cos \frac{k3\pi}{4} \right) \quad (9)$$

$$i(t) = \frac{3A_m}{8} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{8A_m}{3\pi^2 k^2} \left(1 - \cos \frac{k3\pi}{4} \right) \cos k\omega t \quad (10)$$

Представљањем сигнала $i(t)$ помоћу нултог, основног и три виша хармоника добија се прихватљива апроксимација овог сигнала.

$$a_1 = \frac{4A_m (2 + \sqrt{2})}{3\pi^2} \quad (11)$$

$$a_2 = \frac{2A_m}{3\pi^2} \quad (12)$$

$$a_3 = \frac{4A_m (2 - \sqrt{2})}{27\pi^2} \quad (13)$$

$$a_4 = \frac{A_m}{3\pi^2} \quad (14)$$

Нулти хармоник, a_0 , представља средњу вредност сигнала $i(t)$. На основу једначина (6) и (7) рачуна се зависност амплитуде побудне струје од параметра A_p :

$$A_m = 8A_p + \frac{8}{3} 55[mA] \quad (15)$$

Филтрирањем сигнала p добија се обвојница која садржи информацију о амплитуди осциловања носача корита у хоризонталној равни (P).

Постоје три општа начина за издвајање обвојнице сигнала: на основу Хилбертове трансформације сигнала, на основу кореновања и филтрирања сигнала и на основу квадрирања сигнала. Најефикаснији начин је помоћу Хилбертове трансформације, али је због мање захтеване рачунарске снаге заступљенији метод који се заснива на квадрирању сигнала [17]. За моделовање издвајања обвојнице сигнала p коришћена је Хилбертова трансформација. Након Хилбертове трансформације добијају се два сигнала, P_l и P_q који су међусобно фазно померени за 90 степени, а по амплитуди су једнаки сигналу p .

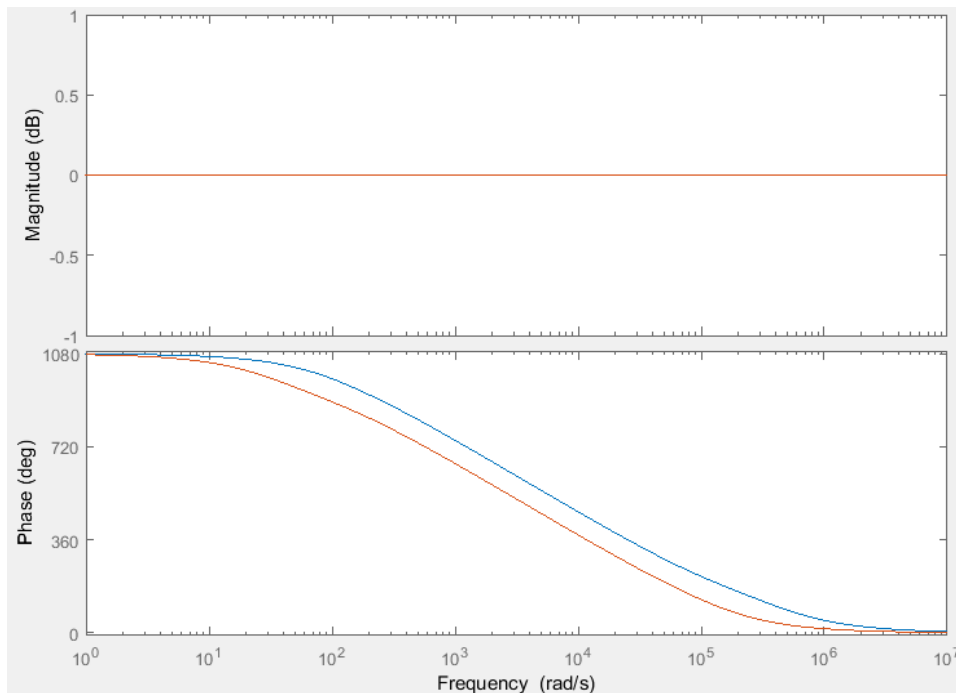
$$P_l = \frac{(s - 374800)(s - 48000)(s - 11270)(s - 2620)(s - 623)(s - 134.9163)}{(s + 374800)(s + 48000)(s + 11270)(s + 2620)(s + 623)(s + 134.9163)} p \quad (16)$$

$$P_q = \frac{(s - 107410)(s - 23400)(s - 5446.6)(s - 1279.75)(s - 300.03)(s - 38.38)}{(s + 107410)(s + 23400)(s + 5446.6)(s + 1279.75)(s + 300.03)(s + 38.38)} p \quad (17)$$

Обвојница P_h сигнала p на излазу детектора је:

$$P_h = \sqrt{P_l^2 + P_q^2} \quad (18)$$

Бодеои дијаграми филтра који врши Хилбертову трансформацију приказани су на Слици 34.



Слика 34. Хилбертова трансформација, Бодеои дијаграм.

Овај филтер има јединично појачање (0 dB) и на излазу даје два сигнала која су међусобно фазно померена за 90 степени у подручју учестаности од интереса (250 – 750 rad/s).

С обзиром да Хилбертова трансформација врши фазно померање сигнала за приближно 90°, сигнал P_h поред обвојнице сигнала садржи и компоненту синусног облика чија је учестаност једнака учестаности осциловања корита. Ова "високофреквентна" компонента се потискује помоћу Батервортовог филтра са следећом функцијом преноса:

$$H_b(s) = \frac{1}{\prod_{k=1}^n (s - s_k) / \omega_c}, s_k = \omega_c e^{\frac{j(2k+n-1)\pi}{2n}} \quad (19)$$

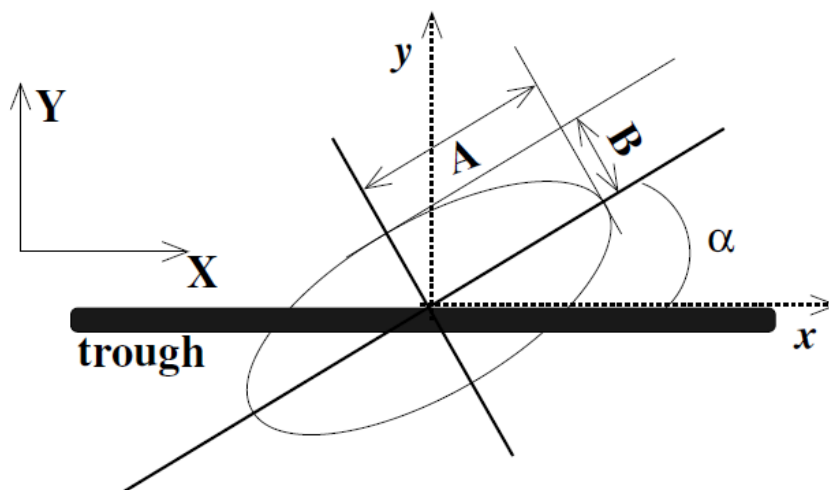
при чему је функција преноса НФ филтра $P(s) = H_b(s)P_h(s)$.

У конкретном случају је усвојено да је $n = 8$ и $\omega_c = 188 \text{ rad/sec}$, где су n и ω_c ред и гранична учестаност филтра, респективно.

На основу вредности параметра P , који представља сигнал на излазу Батервортовог филтра, врши се прорачун брзине кретања расутог материјала кроз корито.

Релативно кретање материјала у односу на корито [29] приказано је моделом на Слици 35 при чему је:

$$A = P / \cos \alpha \quad (20)$$



Слика 35. Релативно кретање блока материјала у односу на корито.

Модел је заснован на следећим претпоставкама:

- Материјал у кориту је блок са константном масом m , који може да се креће на два начина: клизањем кроз корито и одбијајући се од корита.
- Приликом клизања материјала кроз корито, динамика материјала је моделована комбинацијом коефицијента трења чврстог тела μ и коефицијента вискозног трења μ_F .
- Судар блока материјала и корита је нееластичан.
- Граница између клизања блока материјала и одбијања блока материјала од корита, одређена је следећим условом:
 $\omega^2(A \sin \alpha \sin \omega t + B \cos \alpha \cos \omega t) - g > 0$.

У општем случају, једначина кретања блока материјала, у фази клизања кроз корито, је следећа:

$$\ddot{x} + \mu_F \dot{x} = \omega^2(A_a \sin \omega t - B_a \cos \omega t) - \mu \operatorname{sgn}(\dot{x})g \quad (21)$$

где је

$$A_a = A[\cos \alpha + \mu \operatorname{sgn}(\dot{x}) \sin \alpha] \quad (22)$$

$$B_a = B[\sin \alpha - \mu \operatorname{sgn}(\dot{x}) \cos \alpha].$$

Брзина блока материјала након судара са коритом је следећа:

$$\dot{x}_i = \varepsilon_l \dot{x}_l(t_i) \text{ и } \dot{y}_i = -\varepsilon_n \dot{y}_l(t_i). \quad (23)$$

Фаза одбијања блока материјала од корита почиње у тренутку од којег је испуњен услов $\omega^2(A \sin \alpha \sin \omega t + B \cos \alpha \cos \omega t) - g > 0$, при чему једначине кретања блока материјала постају:

$$m \ddot{x} = m \omega^2 (A \cos \alpha \sin \omega t - B \sin \alpha \cos \omega t) \quad (24)$$

$$m \ddot{y} = m \omega^2 (A \sin \alpha \sin \omega t + B \cos \alpha \cos \omega t) - mg.$$

Коефицијент трења μ одређен је експериментално, као тангенс угла нагиба подлоге, при којем долази до клизања блока шећера (шећер је коришћен приликом експерименталне верификације модела). Коефицијент вискозног трења μ_F прорачунава се према следећем:

$$\mu_F(\Gamma) = \begin{cases} q(\Gamma - 1) & \text{за } \Gamma > 1 \\ 0 & \text{за } \Gamma \leq 1. \end{cases} \quad (25)$$

Параметар q одређује се експериментално [29]. Променом максималне вредности и учестаности референтне струје, подеси се да учестаност и амплитуда осциловања модела буду исте као код транспортера при резонантној учестаности. Затим се променом параметра q подешава брзина протока материјала, тако да буде приближно једнака брзини протока материјала на транспортеру при резонантној учестаности. На овај начин је извршено баждарење модела према транспортеру.

Параметар Γ представља релативну вредност максималног убрзања корита, и за линијско кретање корита ($B=0$) рачуна се према следећем обрасцу:

$$\Gamma = \frac{A\omega^2 \sin \alpha}{g}. \quad (26)$$

Усвојени математички модел је валидан за $\Gamma < 4$ [29].

У случају линијског кретања корита ($B=0$), једначине кретања блока материјала у хоризонталној равни, у фази клизања и у фази одбијања постају:

$$\ddot{x} + \mu_F \dot{x} = \omega^2 A_a \sin \omega t - \mu \operatorname{sgn}(\dot{x})g$$

и (27)

$$m\ddot{x} = m\omega^2 A \cos \alpha \sin \omega t$$

респективно.

У циљу моделовања кретања расутог материјала, од прихватног коша до излаза из вибрирајућег корита користе се следеће ознаке: Q_1 – проток материјала из прихватног корита, контролисан засуном; $v(t)$ – брзина кретања расутог материјала кроз вибрирајуће корито; a – ширина корита; $h(t)$ – висина нивоа материјала у кориту непосредно испод засуна; H – максимална висина нивоа материјала у кориту непосредно испод засуна; ρ – густина расутог материјала; T – период механичких осцилација; S – величина попречног пресека засуна.

Максимална маса материјала која може да изађе из прихватног корита у току једног периода механичких осцилација је:

$$M_1 = Q_1 \cdot T \quad (28)$$

Брзина кретања материјала из прихватног коша је:

$$v_1 = \frac{Q_1}{S \cdot \rho} \quad (29)$$

Проток материјала кроз вибрирајуће корито се рачуна као:

$$Q_2 = \frac{a \cdot \rho}{T} \cdot \int_0^T h(t) \cdot v(t) \cdot dt \quad (30)$$

Тренутна вредност висине нивоа материјала у вибрирајућем кориту, непосредно испод засуна, је представљена следећим изразом:

$$h(t) = \begin{cases} H, & \text{for } v(t) \leq v_{cr} \\ \frac{M_1}{a \cdot \rho \cdot \int_0^T v(t) \cdot dt}, & \text{for } v(t) > v_{cr} \end{cases} \quad (31)$$

где v_{cr} представља максималну вредност брзине $v(t)$ при којој је испуњен услов $Q_2 = Q_1$.

Једначина (31) показује да ниво материјала, непосредно испод засуна, има константну вредност док је испуњен услов $v(t) \leq v_{cr}$. Израз (31) је добијен на основу низа спроведених експеримената у току којих је вршено посматрање материјала у вибрирајућем кориту. Вршено је постепено повећавање амплитуде осциловања корита, уз стално праћење простирања материјала у кориту. Ниво материјала у кориту, у непосредној околини засуна, је константан до одређене критичне вредности амплитуде вибрација, односно док је испуњен услов $v(t) \leq v_{cr}$. Ова критична вредност амплитуде осциловања корита одговара критичној вредности кретања материјала кроз корито v_{cr} . Примећено је да повећавањем амплитуде осциловања корита долази до пораста нивоа материјала у близини краја корита и до ширења области константног нивоа материјала у кориту, у непосредној близини засуна. Другим речима, повећавањем амплитуде осциловања корита долази до пораста попуњености вибрирајућег корита материјалом који се транспортује. Достицањем критичне вредности амплитуде осциловања корита, попуњеност корита постаје потпуна до нивоа засуна коша. Даљим порастом амплитуде осциловања корита ниво материјала у кориту се смањује равномерно дуж целог корита. До постизања критичне амплитуде осциловања корита проток материјала је зависио од амплитуде осциловања. За амплитуде осциловања корита веће од критичне вредности проток материјала је константан и једнак је дотоку материјала из прихватног коша Q_1 .

Претпостављено је да је проток материјала исти на почетку и на крају вибрирајућег корита, односно да не долази до нагомилавања материјала у кориту. Експериментално је утврђено да ниво материјала дуж вибрирајућег корита опада

линеарно за $v(t) \leq v_{cr}$. На основу ове претпоставке занемарује се понашање материјала дуж вибрирајућег корита, и према томе, проток материјала кроз корито се одређује на основу протока материјала непосредно испод засуна.

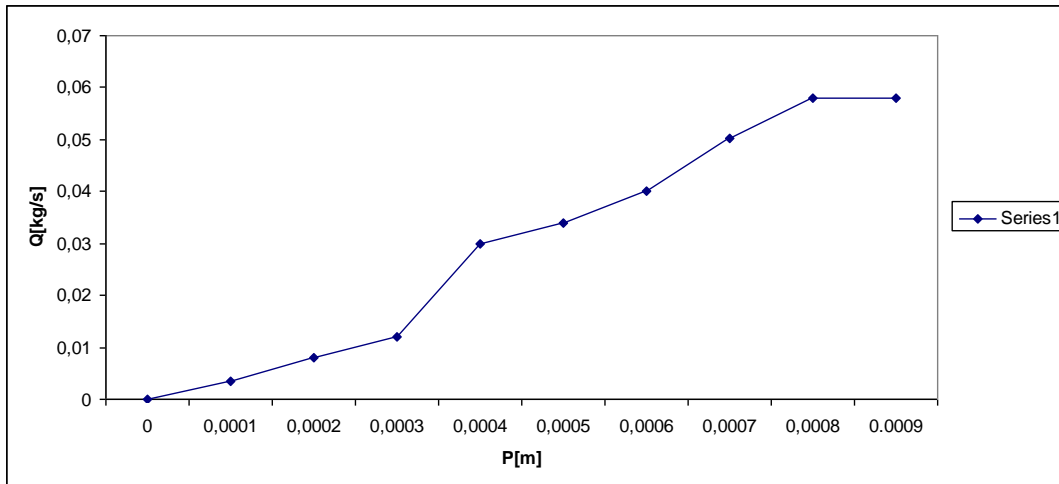
У наведеном разматрању, расути материјал се посматра као пакет материјала који се транспортује у току једног периода осциловања.

За $v(t) \leq v_{cr}$, висина нивоа материјала, непосредно испод засуна, је константна и износи H . Током једног периода механичких осцилација, доток материјала из прихватног коша надокнађује пакет материјала који се транспортује према излазу из корита, На основу осталих познатих параметара врши се прорачун протока материјала кроз вибрирајуће корито.

За $v(t) > v_{cr}$, материјал се креће испод засуна, али доток материјала попуњава овај простор само до одређеног нивоа. Односно, овај простор ће бити допуњен материјалом који дотиче из прихватног коша, тј. материјалом масе M_1 . Висина нивоа материјала непосредно испод засуна се рачуна на основу једначине (31). На основу те вредности, средње вредности брзине материјала и осталих познатих параметара врши се прорачун протока материјала кроз корито.

Нелинеарни модел система, у континуалном облику, израђен је применом софтверског пакета МАТЛАБ/Симулинк и приказан је у Прилогу број 1. Основни блокови од којих се модел састоји су: генератор импулса, енергетски претварач, актуатор, трансмисија, филтер и кретање материјала. Улога генератора импулса јесте да на основу вредности параметра A_p и тренутне вредности струје електромагнетног актуатора генерише импулсе који управљају радом енергетског претварача. Енергетски претварач трансформише енергију једносмерног извора напајања и предаје енергију електромагнетном актуатору. У блоку "актуатор" је моделован соленоид, са покретном котвом, који генерише побудну силу за осцилаторно кретање носача корита. Трансмисија омогућује пренос силе са покретне котве актуатора на носач корита који је ослоњен на еластичне елементе. Улога филтера је да из сигнала са сензора помераја носача корита издвоји обвојницу. У блоку "кретање материјала" врши се прорачун средње вредности брзине кретања материјала кроз корито и протока материјал на излазу корита.

Зависност протока материјала од амплитуде осциловања носача корита приказана је на Слици 36. Карактеристика је добијена на основу симулације рада усвојеног модела.



Слика 36. Зависност протока материјала Q од амплитуде осциловања p ($f_{mr}=51.5$ Hz).

У циљу побољшања енергетске ефикасности транспортера, вредност параметра A_p , односно вредност управљачког сигнала за објекат управљања, треба ограничити на 35%, за $f_{mr}=51.5$ Hz, јер даљим повећавањем вредности овог параметра не долази до повећања протока материјала.

5. Управљачка структура система вибрационог транспорта и предлог алгоритма управљања

Разматрана су два алгоритма управљања. Предиктивни алгоритам управљања, заснован на примени МПЦ контролера, и конвенционални алгоритам управљања, заснован на примени ПИД контролера.

У претходном поглављу је вибрациони транспортер са електромагнетним актуатором приказан као нелинеаран систем. Моделовање је извршено са дефинисаним ограничењима у погледу примењивости модела и граница унутар којих је пожељно кретање вредности појединих величина.

Примена МПЦ контролера подразумева постојање линеарног дискретног система за који су позната ограничења улазних, променљивих, мерених и излазних величина. С обзиром на поменуто нелинеарност посматраног система, а у циљу примене МПЦ контролера, потребно је извршити избор радне тачке система, извршити линеаризацију система у околини изабране радне тачке и дискретизацију добијеног линеаризованог система.

Задатак МПЦ контролера је да израчуна вредност улазне променљиве у реалном времену у циљу оптимизације проблема. МПЦ контролер користи улазне и излазне вредности протеклог процеса да би предвидео следећи излаз у одређеној величини хоризонта времена. МПЦ контролер израчунава оптимални сигнал који одговара сваком улазу узимајући у обзир ограничења. Он предвиђа будућност коришћењем улазних и излазних вредности претходног стања. Након тога се време помера и поново израчуна улаз за добијање оптималног решења које се може користити за даље израчунавање. Процес се понавља на такав начин да увек произведе оптималну контролу [84].

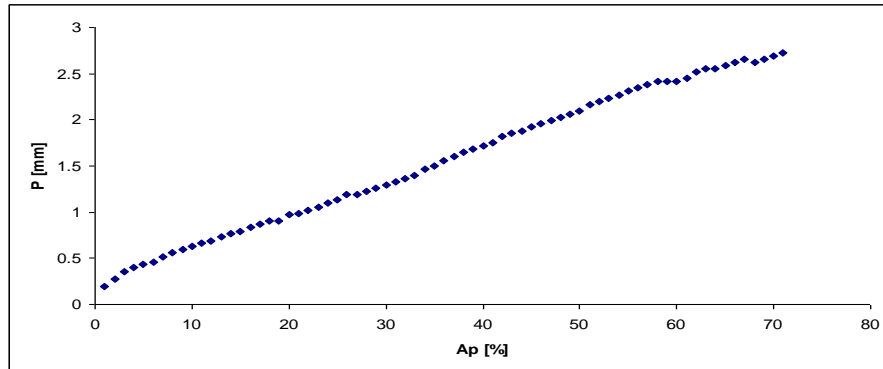
Права предност примене МПЦ контролера огледа се у његовој способности да одреди нелинеарни закон управљања у систему са затвореном повратаном спрегом који је оптималан за системе са ограничењима и који се израчунава нумерички у реалном времену у току сваке периоде одабирања (тј. између тренутака одабирања се спроводи израчунавање управљачке променљиве кроз нумеричку минимизацију постављеног индекса перформанси) [85].

5.1. Идентификација и линеаризација

Једначине (1) – (19) представљају математички апарат који је полазна основа за симулацију рада вибрационог транспортера. Међутим, примена овог апарата у неком експерименталном окружењу захтева значајне капацитете у облику брзине процесора и величине меморије.

Да би се наведени математички апарат поједноставио и прилагодио примени у експерименталном окружењу снимљен је дијаграм зависности амплитуде

помераја корита (P) од вредности параметра A_p . Дијаграм је снимљен за механичку резонантну учестаност транспортера $f_{mr} = 50.3$ Hz. Добијене вредности су приказане на Слици 37.

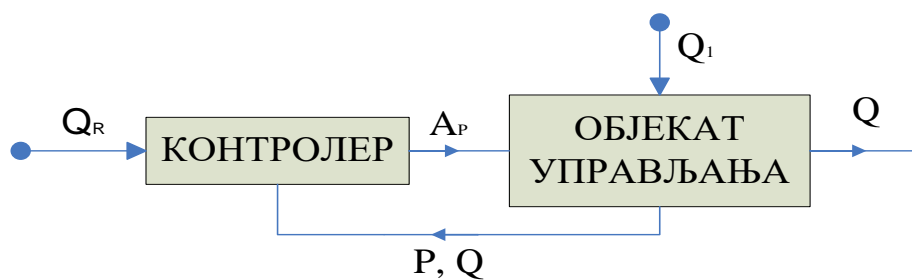


Слика 37. Дијаграм зависности амплитуде помераја корита (P) од вредности параметра A_p , $f_{mr} = 50.3$ Hz.

На основу дијаграма приказаног на Слици 37, зависност амплитуде помераја корита од параметра A_p може, за стационарно стање, да се напише у облику:

$$P = 3.671 \cdot 10^{-5} \cdot A_p + 2.622 \cdot 10^{-4} [m]. \quad (32)$$

За радну тачку изабрана је тачка ($A_{pRT} = 9\%$, $P_{RT} = 0,5944$ mm). Структурни блок дијаграм система за који се врши избор управљачке структуре приказан је на Слици 38.



Слика 38. Структурни блок дијаграм.

Полазећи од једначина (1)-(19) покренута је симулација и извршена је параметарска идентификација у циљу одређивања директне везе између параметара A_p и P . Добијена је следећа функција преноса:

$$\frac{P}{A_p + A_0} = \frac{K}{1 + T \cdot s} \quad (33)$$

где је $K = 6.671 \cdot 10^{-5}$, $T = 0,4442$, $A_0 = 7.142468\%$.

Једначина кретања материјала у односу на корито је:

– за $\omega^2 P t g \alpha \sin \omega t - g \leq 0$:

$$\ddot{x} + \mu_F \dot{x} = \omega^2 P_a \sin \omega t - \mu \operatorname{sgn}(\dot{x}) g, \quad (34)$$

$$P_a = P[1 + \mu \operatorname{sgn}(\dot{x}) t g \alpha]$$

$$\mu_F(\Gamma) = \begin{cases} q(\Gamma - 1) & \text{за } \Gamma > 1 \\ 0 & \text{за } \Gamma \leq 1. \end{cases} \quad (35)$$

$$\Gamma = \frac{P \omega^2 t g \alpha}{g} \quad (36)$$

– за $\omega^2 P t g \alpha \sin \omega t - g > 0$:

$$\ddot{x} = \omega^2 P \sin \omega t \quad (37)$$

$$Q_2 = \frac{a \cdot \rho}{T} \cdot \int_0^T h(t) \cdot v(t) \cdot dt \quad (38)$$

$$v(t) = \dot{x}$$

$$h(t) = \begin{cases} H, & \text{for } v(t) \leq v_{cr} \\ \frac{Q_1 \cdot T}{a \cdot \rho \cdot \int_0^T v(t) \cdot dt}, & \text{for } v(t) > v_{cr} \end{cases} \quad (39)$$

$$v_{cr} = \frac{Q_1}{a \cdot H \cdot \rho}$$

У систему постоје следећа ограничења:

$$Q_{2MAX} = Q_1 \quad (40)$$

$$P \leq 3mm \quad (41)$$

$$v(t) \leq v_{cr}, v(t) = v_{cr} \Rightarrow P = P_{cr} = 0.655mm, \Gamma = \Gamma_{cr} = 1.787 \quad (42)$$

$$\Gamma \leq 4 \quad (43)$$

$$P \leq \frac{4g}{\omega^2 \operatorname{tg} \alpha} = 1.466 \text{ mm} \quad (44)$$

Ограничење (40) показује да проток материјала кроз канал не може бити већи од дотока материјала из прихватног коша. Максимална вредност протока материјала кроз канал је одређена положајем засуна на прихватном кошу и сматра се константном. Ограничење (41) је одређено ширином ваздушног процепа електромагнета. Ограничење (42) представља услов енергетске ефикасности транспортера. Уколико је овај услов испуњен, ниво материјала у кориту, непосредно испод засуна, постаје константан и решен је проблем нелинеарности приказан у једначини (39). Једноставним рачуном се доказује да испуњење ограничења (42) подразумева и испуњеност ограничења (43). Ограничење (43) је последица моделовања кретања материјала кроз корито. При већем убрзању материјала долази до промена у начину кретања материјала које нису обухваћене усвојеним моделом кретања материјала. Ограничење (44) је последица ограничења (43) и једначине (36).

У случају испуњености услова (42) на основу једначина (38) и (39) проток материјала у временском интервалу T рачунамо као:

$$Q_2 = \frac{a \cdot \rho \cdot H}{T} \cdot x \quad (45)$$

За резонантну учестаност осциловања $f_{mr}=50,3$ Hz, експериментално је потврђено да испуњеност услова (42) подразумева испуњеност и свих осталих наведених ограничења (40)-(44).

Нека су стања система

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P \\ \dot{P} \\ x \\ \dot{x} \end{bmatrix} \quad (46)$$

и нека је улаз

$$u = A_p + A_0. \quad (47)$$

Општи модел система у простору стања је:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= A \cdot X + B \cdot U \\ Y &= C \cdot X + D \cdot U \end{aligned} \quad (48)$$

Осциловање корита је моделовано једначином (32). За моделовање кретања материјала кроз корито, а на основу једначина (34), (35), (37) и (42), треба посматрати три случаја:

1. $P \cdot \sin \omega t \leq 3.665 \cdot 10^{-4} \wedge 3.665 \cdot 10^{-4} < P < 6.55 \cdot 10^{-4}$ (клизање материјала кроз вибрирајуће корито)
2. $P \cdot \sin \omega t \leq 3.665 \cdot 10^{-4} \wedge P \leq 3.665 \cdot 10^{-4}$ (клизање материјала кроз вибрирајуће корито без Кулоновог трења)
3. $P \cdot \sin \omega t > 3.665 \cdot 10^{-4} \wedge P < 6.55 \cdot 10^{-4}$ (одбијање материјала кроз вибрирајуће корито)

Из наведеног је јасно да модел кретања материјала кроз корито зависи од вредности параметра P и тренутне вредности синусне функције. Респективно наведеном, кретање материјала кроз корито треба представити следећим моделима:

$$1. \quad \ddot{x} = -q \cdot K_g \cdot \dot{P} \cdot \dot{x} + q \dot{x} + K_a \cdot P \cdot \sin(\omega \cdot t) - K_m \quad (49)$$

$$2. \quad \ddot{x} = K_a \cdot P \cdot \sin(\omega \cdot t) - K_m \quad (50)$$

$$3. \quad \ddot{x} = \omega^2 \cdot P \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (51)$$

при чему је

$$K_g = \frac{\omega^2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{g}$$

$$K_a = \omega^2 \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha))$$

$$K_m = \mu \cdot g \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}).$$

Линеаризацијом једначина (49)-(51), узимајући у обзир и једначину (32), добију се три модела у простору стања са сингуларном матрицом A и просто-периодичним одзивом на одскачну побуду.

С обзиром да није могуће одредити матрицу A^{-1} није вршена дискретизација система у оваквом облику.

Услови $P \cdot \sin(\omega \cdot t) \leq 3.665 \cdot 10^{-4}$ и $P \cdot \sin(\omega \cdot t) > 3.665 \cdot 10^{-4}$ одређују временске интервале у којима се материјал клиза кроз канал, са или без Кулоновог трења, или се одбија.

Сад једначине (49)-(51) можемо посматрати као изоловане системе и респективно их записати у следећим облицима:

$$a) \dot{v} = -q \cdot K_g \cdot P \cdot v + q x + K_a \cdot P \cdot \sin(\omega \cdot t) - K_m, \quad 3.665 \cdot 10^{-4} < P < 6.55 \cdot 10^{-4} \quad (52)$$

$$б) \dot{v} = K_a \cdot P \cdot \sin(\omega \cdot t) - K_m, \quad P \leq 3.665 \cdot 10^{-4} \quad (53)$$

$$в) \dot{v} = \omega^2 \cdot P \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad 3.665 \cdot 10^{-4} < P < 6.55 \cdot 10^{-4} \quad (54)$$

при чему је

$$K_g = \frac{\omega^2 \cdot tg(\alpha)}{g}$$

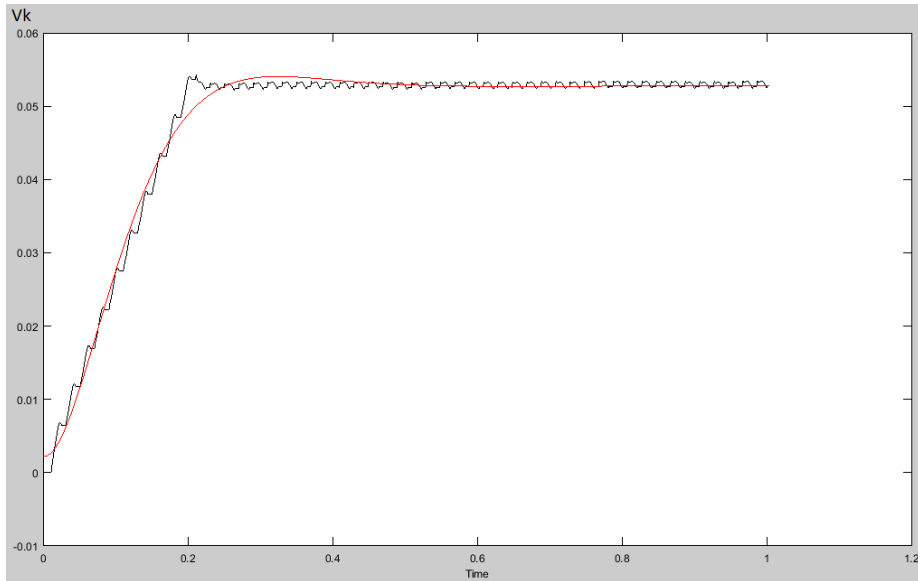
$$K_a = \omega^2 \cdot (1 + \mu \cdot \text{sgn}(v) \cdot tg(\alpha))$$

$$K_m = \mu \cdot g \cdot \text{sgn}(v).$$

У једначинама (52)-(54) уочава се гранична вредност параметра P (P_{gr} , у конкретном случају $P_{gr} = 3.665 \cdot 10^{-4} m$). P_{gr} представља граничну вредност параметра P изнад које Кулоново трење фигурише у моделу кретања материјала и уједно минималну вредност параметра P при којој може доћи до одбијања материјала. Дакле, за $P \leq P_{gr}$ кретање материјала је описано једначином (53), а за $P > P_{gr}$ једначинама (52) и (54). Параметарска идентификација овог дела транспортера извршена је помоћу модела приказаног у Прилогу број 2. Основна идеја је да укупно кретање материјала настаје као суперпозиција кретања материјала у облику клизања материјала и кретања материјала у облику одбијања материјала. Издвајањем сигнала који носе информацију о овим облицима кретања материјала, а на основу горе дефинисаних услова настанка појединих облика кретања, омогућено је моделовање кретања материјала помоћу функција преноса другог реда. Идентификовање ових функција преноса извршено позивањем МАТЛАБ функције "ident".

Прво је разматран случај $P > P_{gr}$. Снимљени су одзиви система за $P = 0.0005944 m$, што одговара усвојеној радној тачки. Сигнал V_k представља средњу вредност брзине клизања материјала кроз вибрирајуће корито. Временски дијаграм овог сигнала приказан је на Слици 39. Црвеном бојом је представљен одзив идентификованог система.

Сигнал V_0 представља средњу вредност брзине одбијања материјала кроз вибрирајуће корито. Временски дијаграм овог сигнала приказан је на Слици 40. Црвеном бојом је представљен одзив идентификованог система.



Слика 39. Средња вредност брзине клизања материјала за $P = 0.0005944$ m.

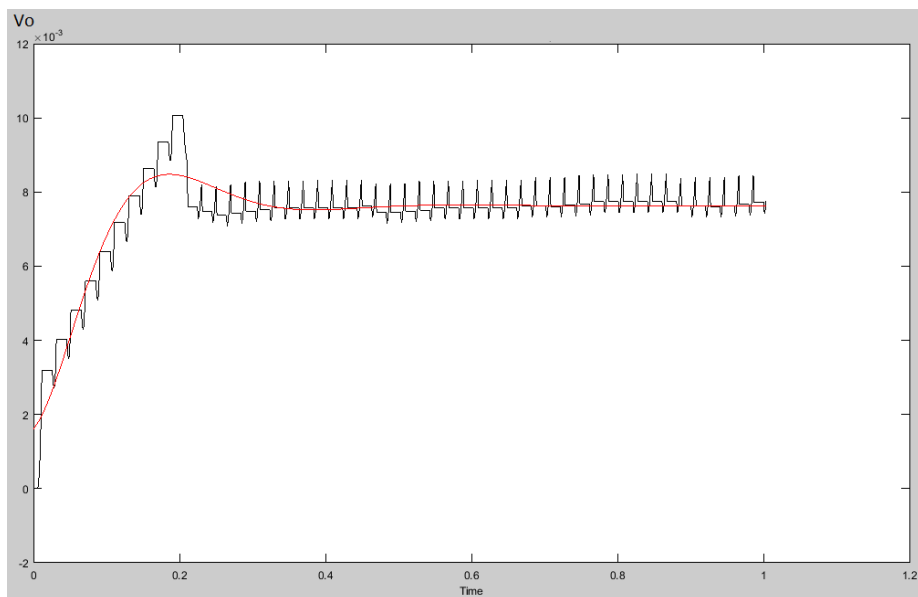
Параметарском идентификацијом добијена је следећа функција преноса:

$$\frac{V_k(s)}{P(s)} = \frac{K_k}{1 + 2 \cdot \varepsilon_k \cdot T_k \cdot s + (T_k \cdot s)^2} \quad (55)$$

$$K_k = 88.991$$

$$\varepsilon_k = 0.75803$$

$$T_k = 0.067028$$



Слика 40. Средња вредност брзине одбијања материјала за $P = 0.0005944$.

Параметарском идентификацијом добијена је следећа функција преноса:

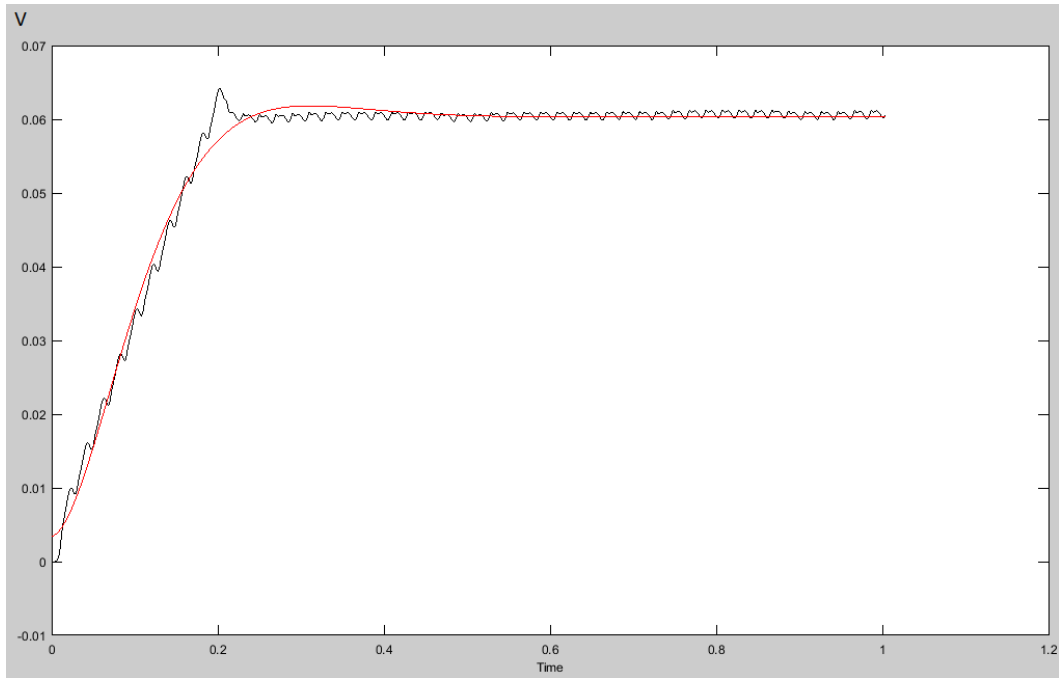
$$\frac{V_o(s)}{P(s)} = \frac{K_o}{1 + 2 \cdot \varepsilon_o \cdot T_o \cdot s + (T_o \cdot s)^2} \quad (56)$$

$$K_o = 12.88$$

$$\varepsilon_o = 0.53516$$

$$T_o = 0.053315$$

Сигнал V представља средњу вредност брзине кретања материјала кроз корито у случају испуњености услова $P > P_{gr}$. Тренутна вредност овог сигнала је једнака је збиру тренутних вредности сигнала V_k и V_o . Временски дијаграм овог сигнала приказан је на Слици 41. Црвеном бојом је представљен одзив идентификованог система.



Слика 41. Средња вредност брзине кретања материјала за $P = 0.0005944$.

Параметарском идентификацијом добијена је следећа функција преноса:

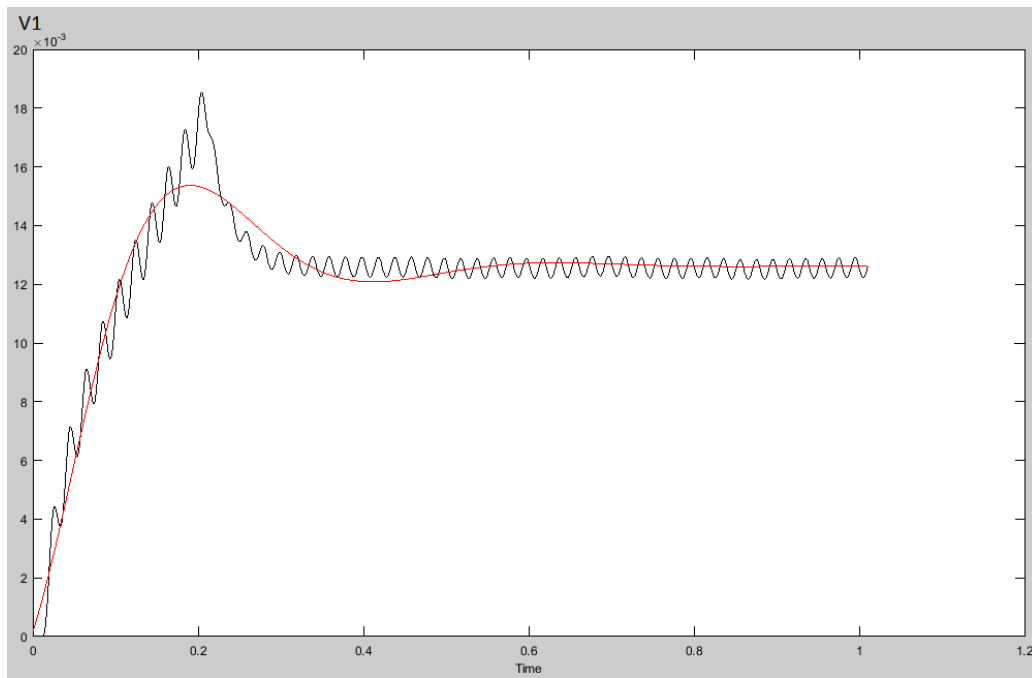
$$\frac{V(s)}{P(s)} = \frac{K_v}{1 + 2 \cdot \varepsilon_v \cdot T_v \cdot s + (T_v \cdot s)^2} \quad (57)$$

$$K_v = 101.88$$

$$\varepsilon_v = 0.76024$$

$$T_v = 0.06487$$

У случају $P \leq P_{gr}$ постоји само један облик кретања материјала кроз корито, односно у овом случају долази само до клизања материјала кроз вибрирајуће корито. Идентификација процеса кретања материјала кроз корито, у овом случају, извршена је за $P = 0.0002$ m. Средња вредност брзине кретања материјала кроз корито означена је са V_l и приказана је на Слици 42. Црвеном бојом је представљен одзив идентификованог система.



Слика 42. Средња вредност брзине клизања материјала за $P = 0.0002$ m.

Параметарском идентификацијом добијена је следећа функција преноса:

$$\frac{V_1(s)}{P(s)} = \frac{K_{v1}}{1 + 2 \cdot \varepsilon_{v1} \cdot T_{v1} \cdot s + (T_{v1} \cdot s)^2} \quad (58)$$

$$K_{v1} = 63.1279$$

$$\varepsilon_{v1} = 0.45888$$

$$T_{v1} = 0.062628$$

На основу поређења одзива система приказаних на сликама 41-42 јасно је да у случају испуњености услова $P > P_{gr}$ важи наведени принцип суперпозиције облика кретања расутог материјала и да се једначина (57) може користити за моделовање кретања расутог материјала кроз вибрирајуће корито. Такође, у изабраној радној тачки клизање материјала кроз вибрирајуће корито је доминантан облик кретања расутог материјала.

5.2. Дискретизација

Једначине (57) и (58) у потпуности описују кретање материјала кроз вибрирајуће корито. Модел система у простору стања постаје:

– за $3.665 \cdot 10^{-4} < P < 6.55 \cdot 10^{-4}$:

$$\dot{X}_k = \begin{bmatrix} \dot{P} \\ \dot{V}_k \\ \ddot{V}_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_k}{T^2} & \frac{-1}{T^2} & \frac{-2 \cdot \varepsilon_k}{T_k} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_k \\ \dot{V}_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K}{T} & \frac{K}{T} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (59)$$

$$Q_k = \begin{bmatrix} 0 & a\rho H & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_k \\ \dot{V}_k \end{bmatrix}$$

$$\dot{X}_o = \begin{bmatrix} \dot{P} \\ \dot{V}_o \\ \ddot{V}_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_o}{T^2} & \frac{-1}{T^2} & \frac{-2 \cdot \varepsilon_o}{T_o} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_o \\ \dot{V}_o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K}{T} & \frac{K}{T} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (60)$$

$$Q_o = \begin{bmatrix} 0 & a\rho H & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_o \\ \dot{V}_o \end{bmatrix}$$

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{P} \\ \dot{V} \\ \ddot{V} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_v}{T^2} & \frac{-1}{T^2} & \frac{-2 \cdot \varepsilon_v}{T_v} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V \\ \dot{V} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K}{T} & \frac{K}{T} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (61)$$

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & a\rho H & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V \\ \dot{V} \end{bmatrix}$$

– за $P \leq 3.665e-4$:

$$\dot{X}_1 = \begin{bmatrix} \dot{P} \\ \dot{V}_1 \\ \ddot{V}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_{v1}}{T^2} & \frac{-1}{T^2} & \frac{-2 \cdot \varepsilon_{v1}}{T_{v1}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_1 \\ \dot{V}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K}{T} & \frac{K}{T} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (62)$$

$$Q_1 = \begin{bmatrix} 0 & a\rho H & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_1 \\ \dot{V}_1 \end{bmatrix}$$

У Прилогу 3 је приказан програмски код, написан у програму МАТЛАБ, за дискретизацију система који је представљен у континуалном облику простора стања. Дискретизацијом наведених модела у простору стања, са периодом одабирања $T = 0.1$ сек, и уврштавањем вредности коришћених коефицијената добијени су следећи дискретни модели:

– за $3.665 \cdot 10^{-4} < P < 6.55 \cdot 10^{-4}$:

$$X_k^+ = \begin{bmatrix} P^+ \\ V_k^+ \\ V_k^{++} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.7984 & 0 & 0 \\ 41.3 & 0.4917 & 0.02742 \\ 450.1 & -6.102 & -0.1284 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_k \\ V_k^+ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 7.4e-6 & 7.4e-6 \\ 0.0001446 & 0.0001446 \\ 0.003413 & 0.003413 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (63)$$

$$Q_k = [0 \quad 0.784 \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_k \\ V_k^+ \end{bmatrix}$$

$$X_o^+ = \begin{bmatrix} P^+ \\ V_o^+ \\ V_o^{++} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.7984 & 0 & 0 \\ 9.062 & 0.2272 & 0.02313 \\ 84.4 & -8.137 & -0.2372 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_o \\ V_o^+ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 7.4e-6 & 7.4e-6 \\ 3.275e-5 & 3.275e-5 \\ 74.89e-5 & 74.89e-5 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (64)$$

$$Q_o = [0 \quad 0.784 \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_o \\ V_o^+ \end{bmatrix}$$

$$X^+ = \begin{bmatrix} P^+ \\ V^+ \\ V^{++} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.7984 & 0 & 0 \\ 49.04 & 0.4723 & 0.02605 \\ 520.3 & -6.191 & -0.1383 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V \\ V^+ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 7.4e-6 & 7.4e-6 \\ 17.32e-5 & 17.32e-5 \\ 40.53e-4 & 40.53e-4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (65)$$

$$Q = [0 \quad 0.784 \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} P \\ V \\ V^+ \end{bmatrix}$$

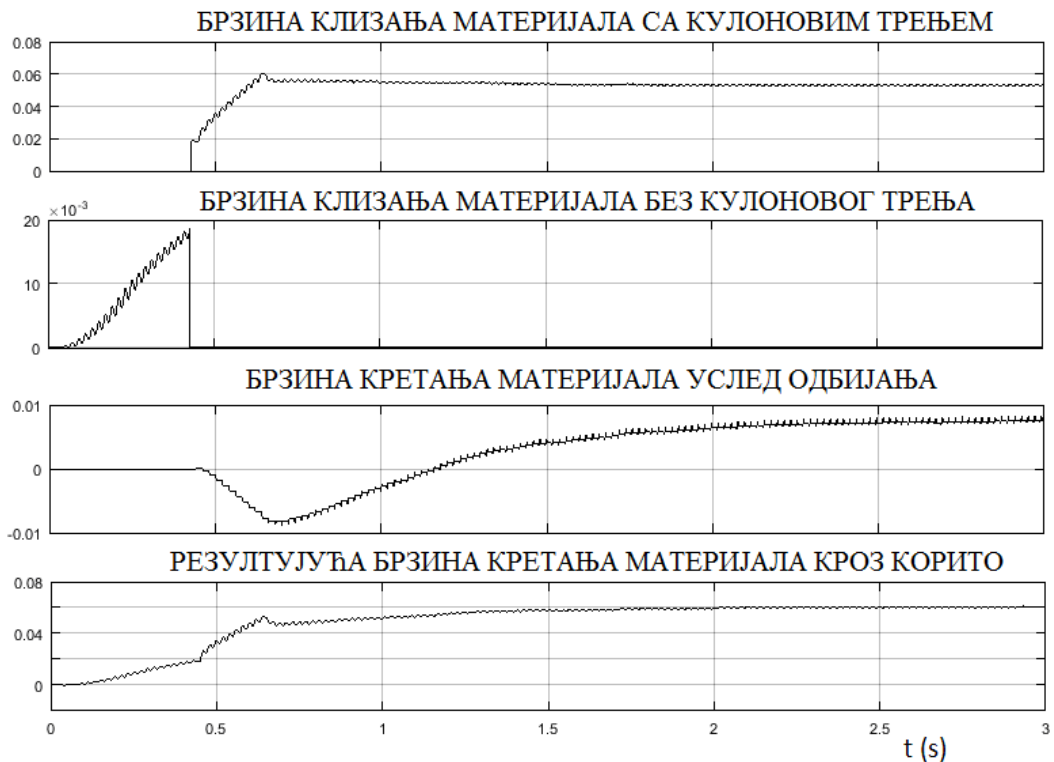
– за $P \leq 3.665e-4$:

$$X_1^+ = \begin{bmatrix} P^+ \\ V_1^+ \\ V_1^{++} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.7984 & 0 & 0 \\ 39.39 & 0.3182 & 0.03349 \\ 450.3 & -8.537 & -0.1725 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_1 \\ V_1^+ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 7.4e-6 & 7.4e-6 \\ 13.41e-5 & 13.41e-5 \\ 32.55e-4 & 32.55e-4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_p \\ A_0 \end{bmatrix} \quad (66)$$

$$Q_1 = [0 \quad 0.784 \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} P \\ V_o \\ V_1^+ \end{bmatrix}$$

На основу једначина (63)-(66) израђен је дискретизовани модел транспортера. У Прилогу 4, на сликама 1, 2, 3 и 4, приказани су дискретизовани модел вибрационог транспортера са електромагнетним актуатором, модел процеса померања носача корита, модел процеса клизања и одбијања материјала који се транспортује и модел самог клизања материјала који се транспортује, респективно.

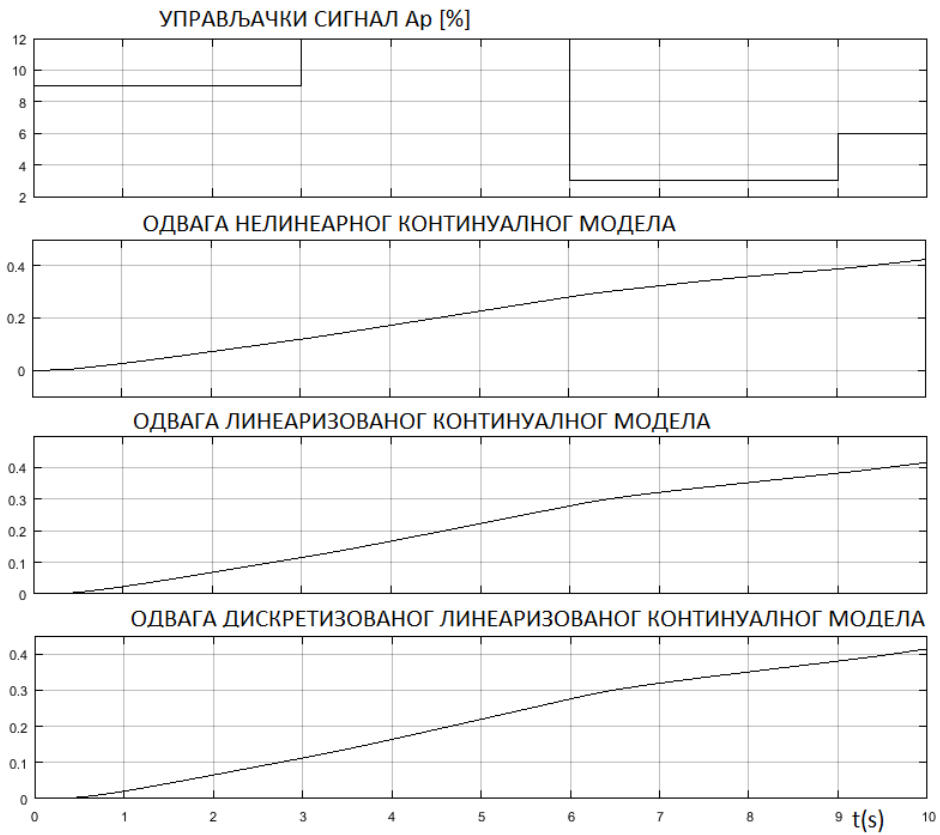
На Слици 43 је приказан одзив система на управљачки сигнал у изабраној радној тачки ($A_p = 35\%$). Уочљиво је да клизање материјала у стационарном стању, у изабраној радној тачки, има доминантан удео у укупном протоку материјала. У прелазном режиму доминантно је кретање материјала у облику клизања без Кулоновог трења. Кад амплитуда вибрација канала достигне одређену вредност активирају се и остали облици кретања материјала, клизање са Кулоновим трењем и одбијање материјала. У почетном делу активирања одбијања материјала ова компонента кретања материјала има негативну вредност, што потврђује резултате истраживања описаних у литератури [35].



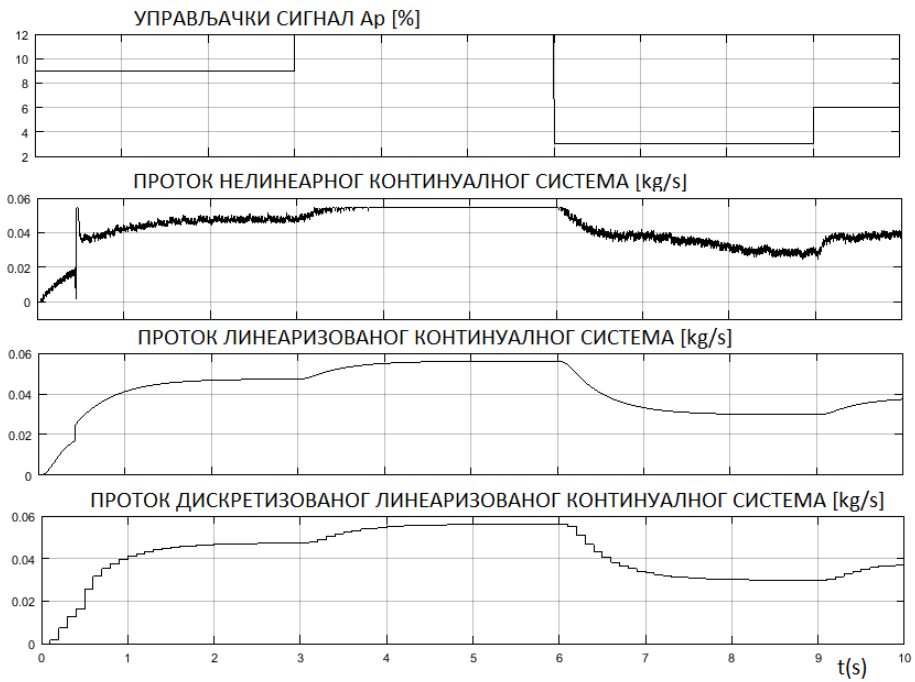
Слика 43. Утицај појединих начина кретања материјала на укупан проток материјала.

На Слици 44 су приказане одваге нелинеарног континуалног система, линеаризованог континуалног система и дискретизованог линеаризованог континуалног система. Приказани резултати показују да су разлике у средњим вредностима протока материјала у сва три случаја занемарљиве.

На Слици 45 приказан је управљачки сигнал, средња вредност протока материјала нелинеарног континуалног система, средња вредност протока материјала линеаризованог континуалног система и средња вредност протока материјала дискретизованог линеаризованог континуалног система. Добијени резултати потврђују да су поједностављења модела, извршена приликом линеаризације модела, прихватљива.

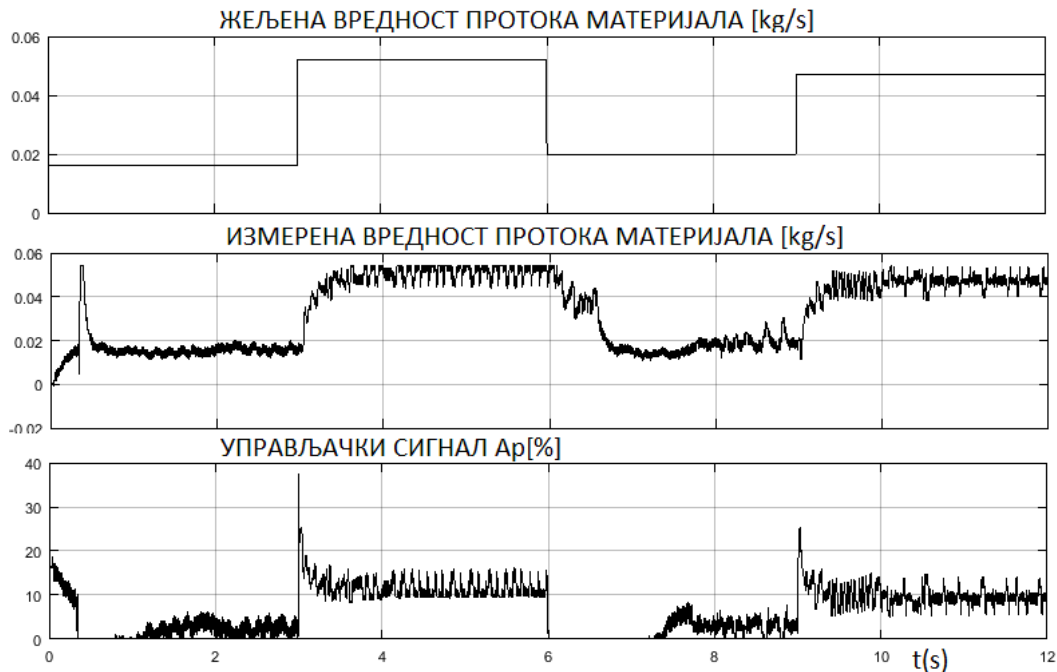


Слика 44. Одвага расутог материјала .



Слика 45. Проток материјала.

На Слици 46 је приказан одзив система са ПИ контролером, за $T_s = 500 \mu s$. Овакав период одабирања је могуће постићи применом 32-битних микроконтролера (као што је *STM32F407VGT6*).



Слика 46. Одзив система са ПИ контролером за $T_s = 0.0005$ s ($A \geq 0$).

5.3. ПИД контролер

У Прилогу број 5 (Слика 1) приказан је блок дијаграм који је коришћен за подешавање параметара ПИД контролера. Овај блок дијаграм представља линеаризовани модел вибрационог транспортера. Подешавање параметара је извршено у оквиру функционалног блока ПИД контролера. Изабран је континуални ПИ контролер са формулом $P + I \frac{1}{s}$. Усвојене су следеће вредности параметара: $P = 619.410632964662$, $I = 1341.59598005501$. Овако подешен ПИД контролер је примењен на нелинеаризованом моделу вибрационог транспортера и снимљени су одзиви система за разне вредности периода одабирања T_s . Добијени одзиви су приказани у Прилогу број 5. Приликом подешавања параметара ПИД контролера није вршено ограничавање вредности параметра A_p . С обзиром да параметар A_p може имати вредност нула или само позитивне вредности, у Прилогу број 5 су приказани одзиви без ограничења и са ограничењем вредностима параметра A_p , у циљу утврђивања утицаја овог ограничења на одзив система са затвореном повратном спрегом. Задовољавајући одзив се постиже за периоде одабирања реда величине неколико стотина μs .

Приликом примене микроконтролера управљачка променљива ПИ контролера рачуна се према следећем:

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \left(e(k) + \sum_{j=0}^{k-1} e(j) \right) \quad (77)$$

где је $e(k) = w(k) - y(k)$ сигнал грешке, а усвојене вредности параметара контролера су: $K_p = 40$ и $K_i = 0.08$. За избор параметара ПИ контролера примењена је Зиглер-Николсова метода.

5.4. МПЦ контролер

Полазна основа за подешавање параметара МПЦ контролера су једначине (65) и (66). Параметар A_0 из једначине (33) је представљен као други улаз, тачније као мерљив поремећај. Блок дијаграм вибрационог транспортера са МПЦ контролерима приказан је у Прилогу број 6 (Слика 1). Подешавање параметара МПЦ контролера извршено је позивањем функције "mpctool" и задавањем ограничења за систем на чијем моделу је засновано управљање.

Одређени су параметри за два контролера, MPC_V_01 за $p \geq P_{gr}$ и MPC_VI_01 за $p \leq P_{gr}$. Вредности параметара и ограничења приказани су на сликама 2-9 у Прилогу број 6. За одређивање параметара ових контролера коришћен је дискретизовани линеаризовани модел вибрационог транспортера, при чему је одабран период дискретизације 0.1 s.

Пример примене МПЦ контролера у окружењу микроконтролера *STM32F407VGT6* приказан је у цитираној литератури [86]. Нека је дискретни модел у простору стања у следећем облику:

$$\begin{aligned} \Delta x(k+1) &= A \Delta x(k) + B \Delta u(k), \\ \Delta y(k) &= C \Delta x(k) \end{aligned} \quad (67)$$

где је $\Delta x(k) \in R^{np}$ вектор промене стања система, $\Delta u(k) \in R^n$ вектор промене улаза, $\Delta y(k) \in R^p$ промена мерљивих излаза. Оператор $\Delta = 1 - z^{-1}$ обезбеђује елиминацију статичке грешке, док су A , B , C и D матрице одговарајућих димензија.

На основу једначина (67) промена стања система у тренутку $k+j$ је:

$$\Delta x(k+j|k) = A^j \Delta x(k) + \sum_{i=1}^j A^{j-i} B \Delta u(k+i-1) \quad (68)$$

Уврштавањем једначине (68) у једначину (67) добија се излаз предиктора, односно предвиђају се вредности излаза система у тренуцима $k+j$ на основу познавања стања система у тренутку k :

$$\hat{y}(k+j|k) = y(k) + \sum_{i=1}^j CA^i \Delta x(k) + \sum_{i=1}^j \sum_{l=0}^{j-i} CA^l B \Delta u(k+i-1) \quad (69)$$

МПЦ контролер заснован на овом моделу система у простору стања треба да минимизира критеријумску функцију постављену у следећем квадратном облику:

$$J = \sum_{j=1}^{H_p} \left(\hat{y}(k+j|k) - w(k+j) \right)^2 + \lambda \sum_{i=1}^{H_c} \Delta u(k+i-1)^2 \quad (70)$$

где H_p представља ширину прозора предвиђања излаза система, H_c представља ширину прозора рачунања вредности управљачке променљиве, λ представља тежински коефицијент вредновања квадрата промене улазне променљиве у критеријумској функцији, $w(k+j)$ представља жељену вредност излаза у тренутку $k+j$, а $\hat{y}(k+j|k), j \in [1, H_p]$ је представљено у једначини (69). Ради поједностављена математичког апарата прелази се у матричну форму. Вредности излаза који одговарају дефинисаном прозору H_p представљене су на следећи начин:

$$Y = L \Delta U + f \quad (71)$$

где је :

$$Y = [\hat{y}(k+1|k), \hat{y}(k+2|k), \dots, \hat{y}(k+H_p|k)]^T,$$

$$\Delta U = [\Delta u(k), \Delta u(k+1), \dots, \Delta u(k+H_c-1)]^T.$$

Претпостављено је да не постоји промена управљачке променљиве након тренутка $k+H_c-1$, односно да је $\Delta u(k+i)=0$ за $i > H_c-1$. Иако МПЦ контролер врши прорачун промене управљачке променљиве за прозор ширине H_c , према објекту управљања се прослеђује само вредност која се односи на тренутак k односно $\Delta u(k)$.

Жељене вредности излаза представљене су матрицом W , при чему је:

$$W = [w(k+1), \dots, w(k+H_p)]^T. \quad (72)$$

Полазећи од једначина (67)-(72), дефинисане су следеће матрице:

$$f = \begin{bmatrix} y(k) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ y(k) \end{bmatrix} + F\Delta x(k), \quad (73)$$

$$F = \begin{bmatrix} CA \\ CA + CA^2 \\ CA + CA^2 + CA^3 \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^{H_p} CA^i \end{bmatrix}, L = \begin{bmatrix} CB & 0 & \dots & 0 \\ CB + CAB & CB & 0 & 0 \\ CB + CAB + CA^2 B & CB + CAB & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{j=1}^{H_p} CA^{j-1} B & \dots & \dots & \sum_{j=1}^{H_p - H_c} CA^{j-1} B \end{bmatrix}$$

при чему је $L \in R^{pH_p \times nH_c}$ и $f \in R^{pH_p \times 1}$.

Сад је критеријумску функцију (70) могуће представити у матричном облику:

$$J = (Y - W)^T (Y - W) + \lambda \Delta U^T \Delta U. \quad (74)$$

Минимизирањем једначине (74) по вредности ΔU добије се да је

$$\Delta U = [L^T L + \lambda I_{H_c}]^{-1} L^T [W - f] \quad (75)$$

При чему је $I_{H_c} \in R^{H_c \times H_c}$ јединична матрица.

На основу једначине (75) могуће је дефинисати први елемент вектора ΔU . Сад управљачка променљива може да се рачуна као:

$$u = u(k-1) + \tilde{L}(W - f) \quad (76)$$

где \tilde{L} представља прву врсту матрице $(L^T L + \lambda I_{H_c})^{-1} L^T$.

Једначине (67)-(76) представљају математички апарат који је примењен за реализацију МПЦ управљачке структуре засноване на микронтрлерима.

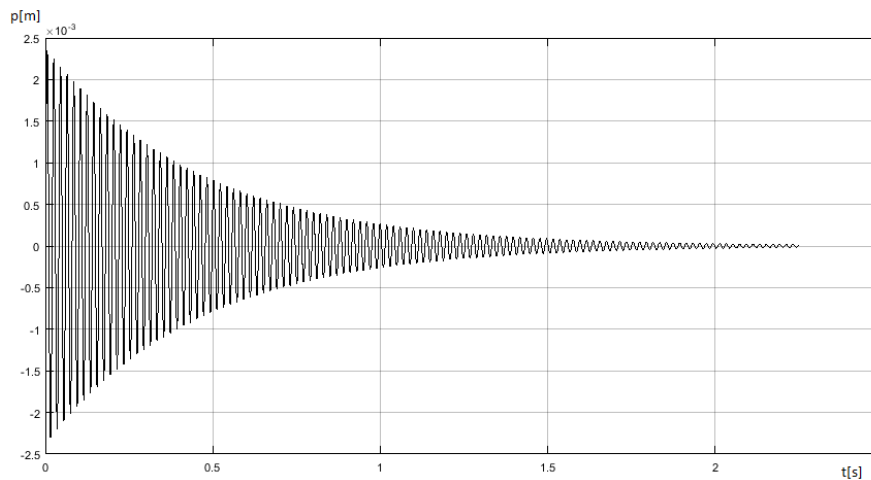
6. Експериментална и симулациона верификација модела вибрационог транспорта и ефикасности предложене управљачке структуре

6.1. Симулациони резултати

Симулациони модел вибрационог транспортера је израђен у програмском пакету МАТЛАБ-Симулинк. Блок дијаграм симулационог модела је приказан у Прилогу број 1. Основни механички параметри коришћени у симулацији су: m – маса покретног дела транспортера, k – укупна крутост еластичних елемената и β – пригушење система. На основу ових параметара извршен је прорачун осталих параметара који се користе у моделу: статичко појачање $K_p = 1/k$, фактор пригушења $\xi = \beta/2m\omega_0$. Разматрана су три случаја крутости еластичних елемената: 215.379925 N/mm, 138.89565 N/mm и 97.5220135 N/mm. Овим опругама одговарају следеће тројке (f_{mr} , K_p , ξ): (64.2 Hz, 0.00464 mm/N, 0.027), (51.5 Hz, 0.00721 mm/N, 0.01674), (43.2 Hz, 0.01025 mm/N, 0.04), респективно. Реални електрични параметри коришћени у симулацији су: активна отпорност калема актуатора $R_c = 81.5 \Omega$, индуктивност калема актуатора у равнотежном положају $L_0 = 2.72$ Н, напон једносмерног извора напајања $V_s = 400$ V. Реални механички параметри коришћени у симулацији су: $p_0 = 2.5$ mm, $d = 0.5$ mm, $\rho = 980$ Kg/m³, $a = 5$ cm, $Q_I = 0.058$ Kg/sec и $H = 16$ mm.

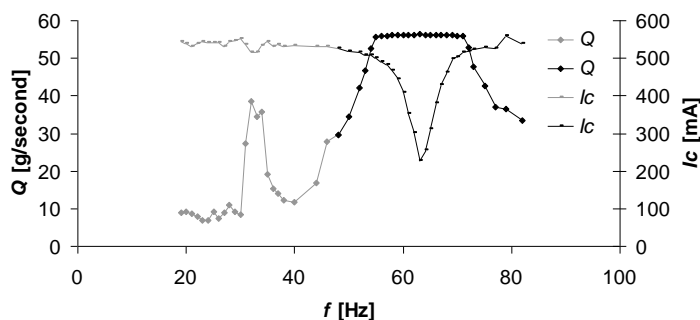
6.1.1 Преносне карактеристике

Одзив трансмисије транспортера на импулс силе која делује на носач корита приказан је на Слици 47. Импулс силе је симулиран импулсом јединичне површине у трајању од 0.001 секунде.

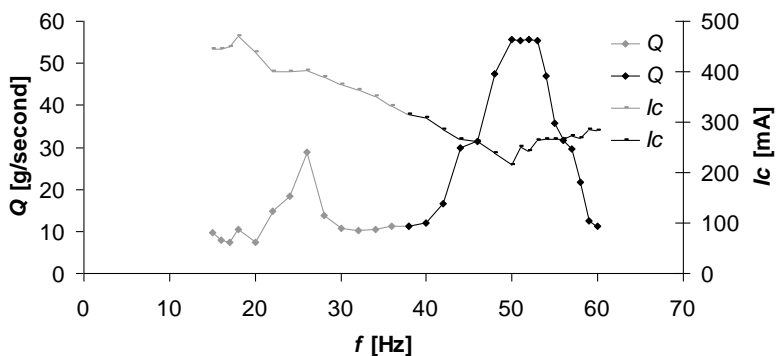


Слика 47. Одзив трансмисије транспортера на импулс силе која делује на носач корита, симулација.

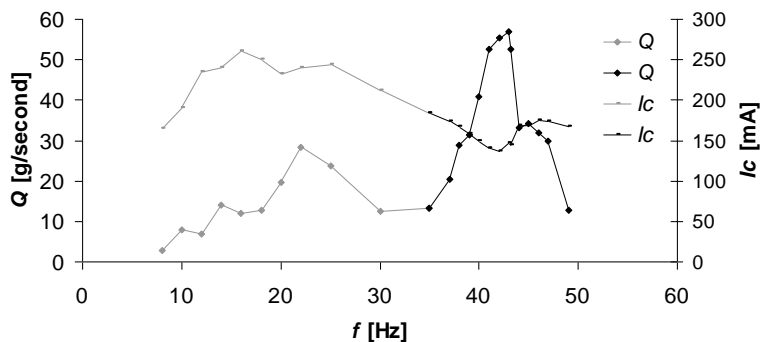
На сликама 48-50 је приказана зависност протока материјала и средње вредности струје калема електромагнетног актуатора од учестаности побудне струје (f [Hz]). Симулације су извршене за следеће вредности резонантне учестаности (f_{mr}): 64.2 Hz, 51.5 Hz и 43.2 Hz.



Слика 48. Преносна карактеристика протока материјала и струје калема актуатора у зависности од учестаности побудне струје, $f_{mr} = 64.2$ Hz, $A = 70$ %.



Слика 49. Преносна карактеристика протока материјала и струје калема актуатора у зависности од учестаности побудне струје, $f_{mr} = 51.5$ Hz, $A = 50$ %.

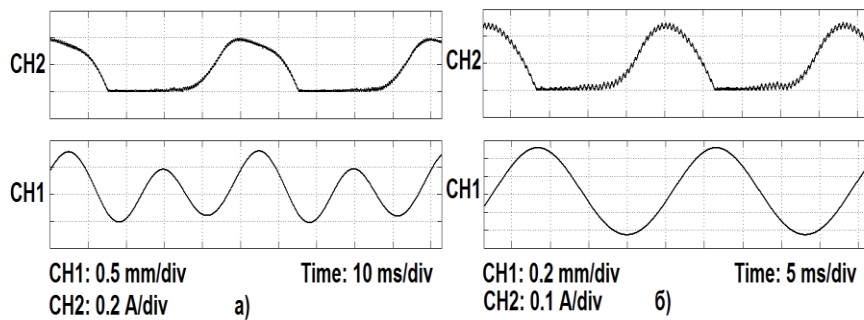


Слика 50. Преносна карактеристика протока материјала и струје калема актуатора у зависности од учестаности побудне струје, $f_{mr} = 43.2$ Hz, $A = 30$ %.

Математички модел, који је коришћен за симулацију, односи се на вибрациони транспортер чија је механичка резонантна учестаност једнака учестаности побудних струјних импулса калема електромагнетног актуатора. Из овог разлога, преносне карактеристике протока материјала су валидне само за учестаности побудне струје које су блиске резонантној учестаности транспортера.

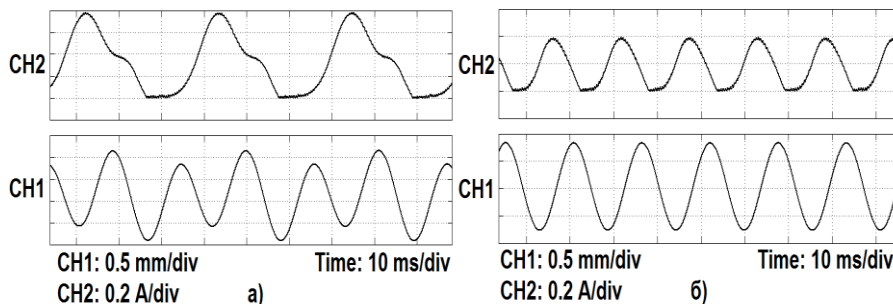
Максимална вредност протока расутог материјала је постигнута кад је вредност учестаности побудне струје једнака механичкој резонантној учестаности транспортера. За остале вредности учестаности побудне струје, уочава се значајно повећање вредности протока материјала уколико је испуњен услов $f[\text{Hz}] = k^{-1} f_{mr}$, за $k \in \mathbb{N}$. За $k > 1$ ове учестаности ћемо назвати под-резонантне учестаности.

На сликама 51-52 су приказани типични временски дијаграми помераја корита вибрационог транспортера и тренутне вредности струје калема електромагнетног актуатора за различите вредности учестаности побудне струје. Симулација је вршена за следеће вредности механичке резонантне учестаности: 43.2 Hz и 64.2 Hz, респективно. Канал 1 (CH1) приказује померај корита, а канал 2 (CH2) показује тренутну вредност струје калема.



Слика 51. Временски дијаграм помераја корита (CH1) и струје калема актуатора (CH2), $f_{mr} = 43.2 \text{ Hz}$. (a)- $f[\text{Hz}] = 20 \text{ Hz}$, (b)- $f[\text{Hz}] = 43.2 \text{ Hz}$.

Симулација.



Слика 52. Временски дијаграм помераја корита (CH1) и струје калема актуатора (CH2), $f_{mr} = 64.2 \text{ Hz}$. (a)- $f = 32 \text{ Hz}$, (b)- $f = 64 \text{ Hz}$. Симулација.

6.1.2 Управљачке структуре

За разлику од ПИД контролера, МПЦ контролер је много захтевнији у погледу брзине процесора и величине меморије за складиштење података. У симулацијама је коришћен МПЦ контролер који је пројектован са временском основом од 0.1 s. У односу на ову временску основу МПЦ контролер врши предвиђање будућих стања система и прорачун вредности управљачког сигнала. С обзиром на природу сигнала од интереса одабирање мерених, улазних и излазних сигнала, односно симулација рада вибрационог дозатора, врши се са периодом одабирања (T_s) који је краћи од 0.1 s.

Симулација је вршена за две вредности периода одабирања T_s , за $T_s = 500 \mu\text{s}$ и за $T_s = 100 \mu\text{s}$. За наведене вредности периода T_s симулиран је рад МПЦ контролера у два режима рада.

Први режим је усклађени режим у којем усвојени МПЦ контролер са временском основом од 0.1 s врши предвиђање стања система и прорачун вредности управљачког сигнала периодично са периодом $T = 0.1 \text{ s}$. У овом режиму процесор различитим брзинама врши симулацију рада система који је предмет управљања и симулацију рада МПЦ контролера.

Други режим је наследни режим у којем усвојени МПЦ контролер са временском основом од 0.1 s врши предвиђање стања система и прорачун вредности управљачког сигнала периодично са периодом T_s . Овај режим рада је захтевнији по питању брзине рада процесора али даје боље резултате.

Поређење система са ПИД контролером и система са МПЦ контролером треба извршити за случајеве у којима контролери имају исте сопствене периоде одабирања. Ово је могуће кад МПЦ контролер ради у наследном режиму.

Временски дијаграми одзива система приказани су у Прилогу број 6 (слике 10-15). На Слици 53 приказани су временски дијаграми система са МПЦ контролером који ради у наследном режиму за $T_s = 500 \mu\text{s}$.



Слика 53. Одзив система са МПЦ контролером у наследном режиму за $T_s = 0.0005$ s.

6.2. Експериментални резултати

6.2.1 Преносне карактеристике

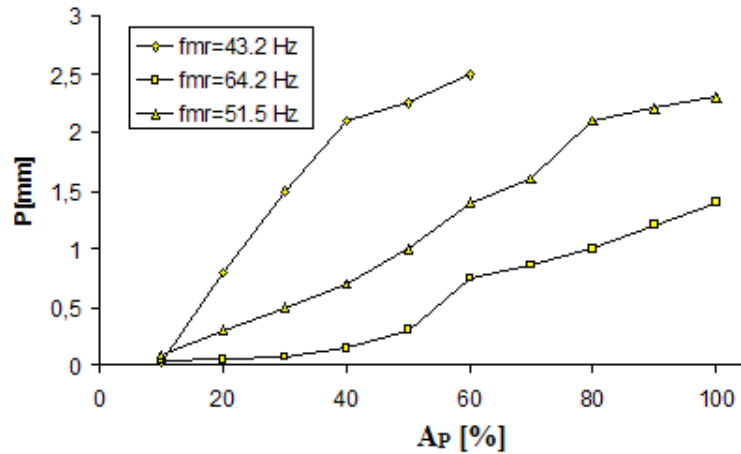
Експериментално постројење, односно лабораторијски модел вибрационог транспортера, је приказано у поглављу 3.

Однос параметра A_p [%] и средње вредности побудне струје електромагнетног актуатора I_c [mA] приказан је у Табели број 1, за три карактеристичне вредности механичке резонантне учестаности ЕВТ.

Табела 1. Однос параметра A_p [%] и средње вредности побудне струје електромагнетног актуатора I_c [mA]

$f_{mr} = 43.2$ Hz		$f_{mr} = 51.5$ Hz		$f_{mr} = 64.2$ Hz	
\dot{A}_p [%]	I_c [mA]	\dot{A}_p [%]	I_c [mA]	\dot{A}_p [%]	I_c [mA]
10	90	10	80	10	70
20	120	20	110	30	120
30	150	30	140	50	170
40	190	40	170	70	230
50	225	50	210	90	290

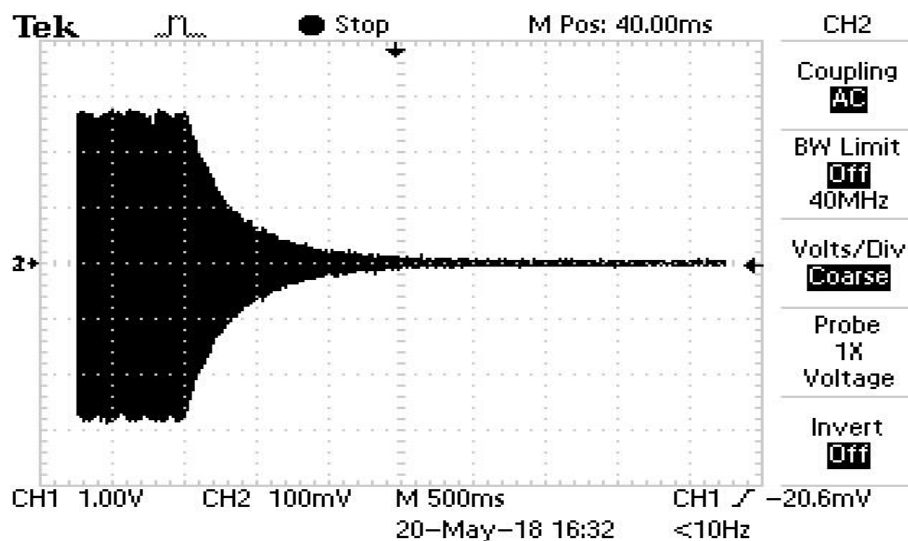
Однос параметра A_p [%] и амплитуде осциловања P [mm] приказан је на Слици 54.



Слика 54. Зависност амплитуде осциловања P [mm] од вредности параметра A_P [%]

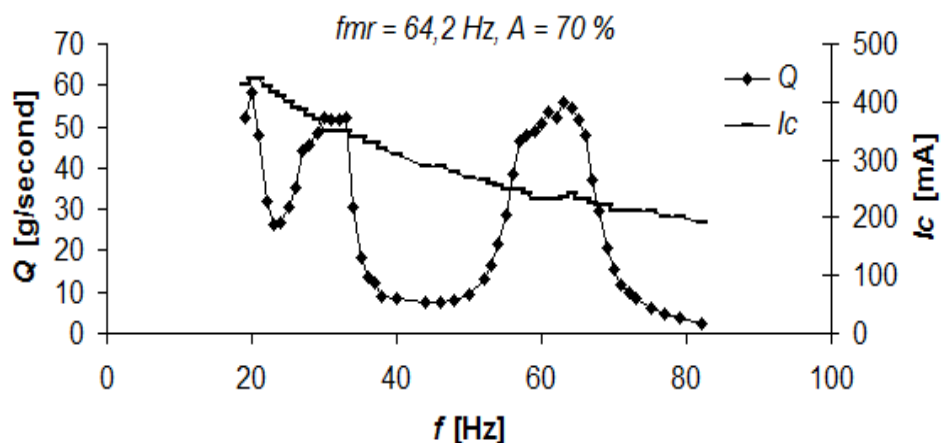
Пре почетка снимања карактеристике, учестаност побудне струје је изједначена са резонантном механичком учестаношћу транспортера и вредност параметра A_P [%] је повећавана све док проток материјала кроз корито није изједначен са дотоком материјала из прихватног коша. У току снимања карактеристике, вредност параметра A_P [%] није мењана. С обзиром да се у комплекту лабораторијског погона налазе три пара еластичних опруга, могуће је снимити карактеристике за три случаја механичке резонантне учестаности. Имајући у виду да ове учестаности покривају опсег учестаности најчешће примене вибрационих транспортера са електромагнетним актуаторима, на основу добијених карактеристика могуће је доћи до општих закључака који се односе на ову врсту транспортера.

На Слици 55 је приказан импулсни одзив трансмисије транспортера добијен експериментално. Временска константа је идентична одзиву добијеном симулацијом, приказаном на Слици 47. Импулс силе у експерименталним условима се добија краткотрајним, тренутним, деловањем силе на носач корита. Овај одзив је кључан за идентификацију динамике вибрационог транспортера у целини.

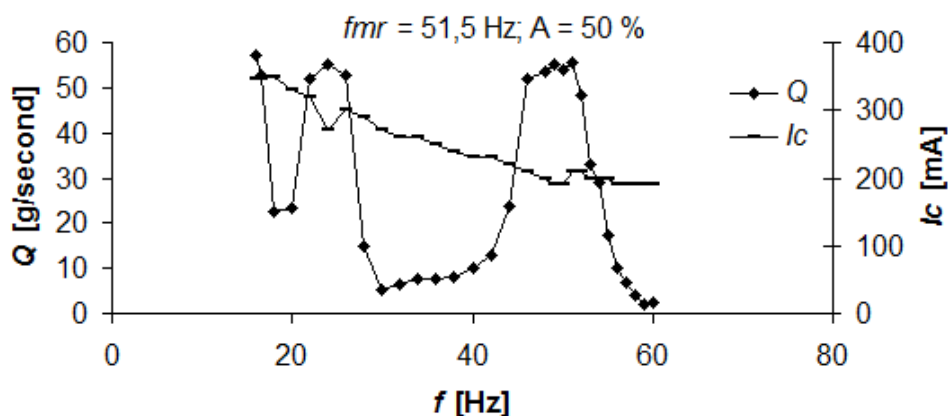


Слика 55. Одзив трансмисије транспортера на импулс силе која делује на носач корита.

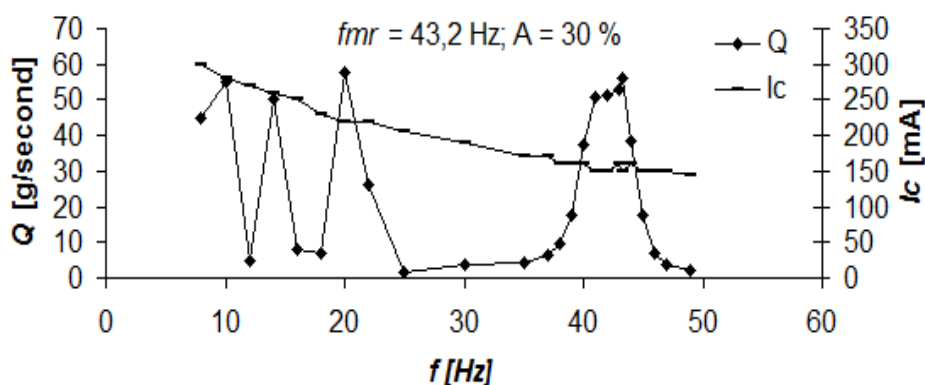
Експериментални резултати снимања преносних карактеристика протока материјала и временских дијаграма помераја корита су графички приказани на сликама 56-61. Сlike 56-58 показују зависност протока расутог материјала и средње вредности побудне струје актуатора од учестаности побудних струјних импулса, за следеће вредности f_{mr} : 64.2 Hz, 51.5 Hz и 43.2 Hz, респективно.



Слика 56. Преносна карактеристика протока материјала и струје калема актуатора у зависности од учестаности побудне струје, $f_{mr} = 64.2$ Hz.

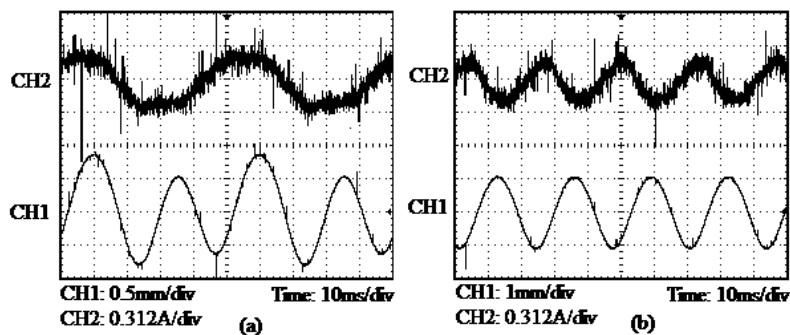


Слика 57. Преносна карактеристика протока материјала и струје калема актуатора у зависности од учестаности побудне струје, $f_{mr} = 51.5 \text{ Hz}$.

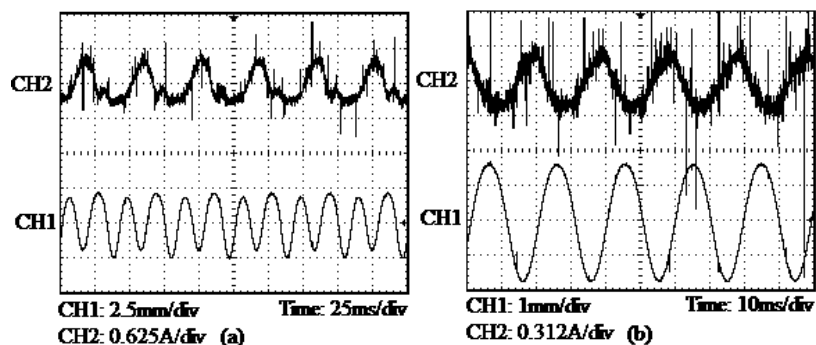


Слика 58. Преносна карактеристика протока материјала и струје калема актуатора у зависности од учестаности побудне струје, $f_{mr} = 43.2 \text{ Hz}$.

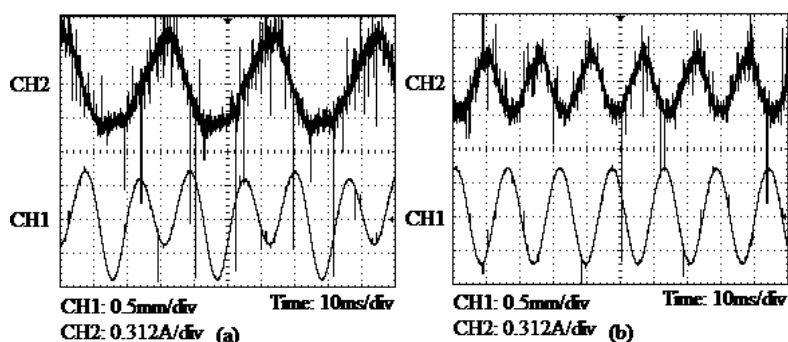
На сликама 59-61 су приказани временски дијаграми помераја корита и побудне струје актуатора, за следеће вредности f_{mr} : 64.2 Hz, 51.5 Hz и 43.2 Hz, респективно.



Слика 59. Временски дијаграм помераја корита (CH1) и струје калема актуатора (CH2), $f_{mr} = 43.2 \text{ Hz}$. (a)- $f = 20 \text{ Hz}$, (b)- $f = 43.2 \text{ Hz}$.



Слика 60. Временски дијаграм помераја корита (CH1) и струје калема актуатора (CH2), $f_{mr} = 51.5 \text{ Hz}$, (a)- $f[\text{Hz}] = 24 \text{ Hz}$, (b)- $f[\text{Hz}] = 51 \text{ Hz}$.



Слика 61. Временски дијаграм помераја корита (CH1) и струје калема актуатора (CH2), $f_{mr} = 64.2 \text{ Hz}$. (a)- $f[\text{Hz}] = 32 \text{ Hz}$, (b)- $f[\text{Hz}] = 64 \text{ Hz}$.

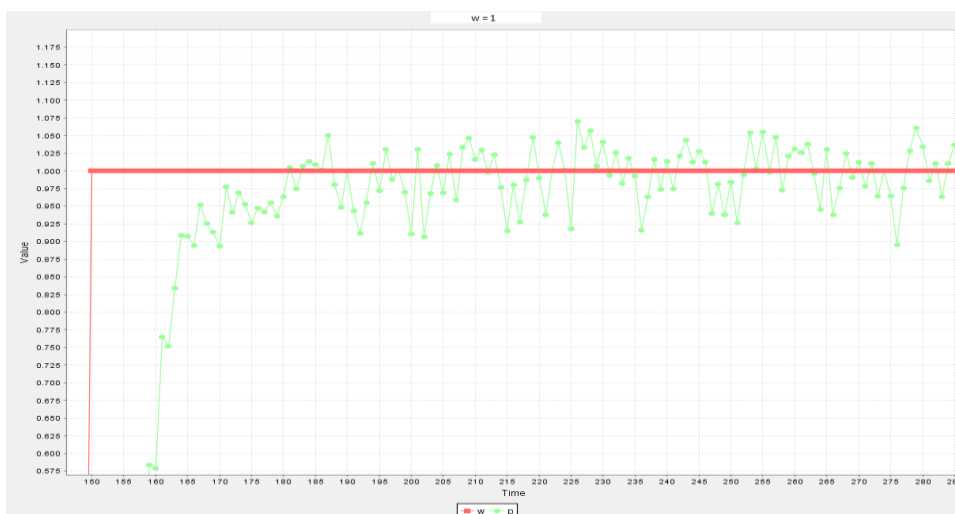
У временском периоду између два побудна импулса транспортер осцилује природном учестаношћу. Ове осцилације су пригушене и њихова учестаност представља механичку резонантну учестаност транспортера. Највећи проток материјала је постигнут у случају изједначења учестаности побудних струјних импулса и механичке резонантне учестаности транспортера, као и у случајевима кад је механичка резонантна учестаност једнака целобројном умношку учестаности побудних струјних импулса. За остале вредности учестаности побудних струјних импулса проток материјала је знатно мањи због потрошње уложене енергије на савладавање енергије која је акумулирана у еластичним опругама. Наведено потврђује да је у циљу достизања максималног протока материјала, при константној уложеној енергији, потребно изједначити учестаност побудних струјних импулса са механичком резонантном учестаношћу транспортера.

Изједначавањем побудне и резонантне учестаности вибрационог транспортера постиже се максималан проток материјала уз минималну потрошњу енергије и минимално напрезање еластичних опруга.

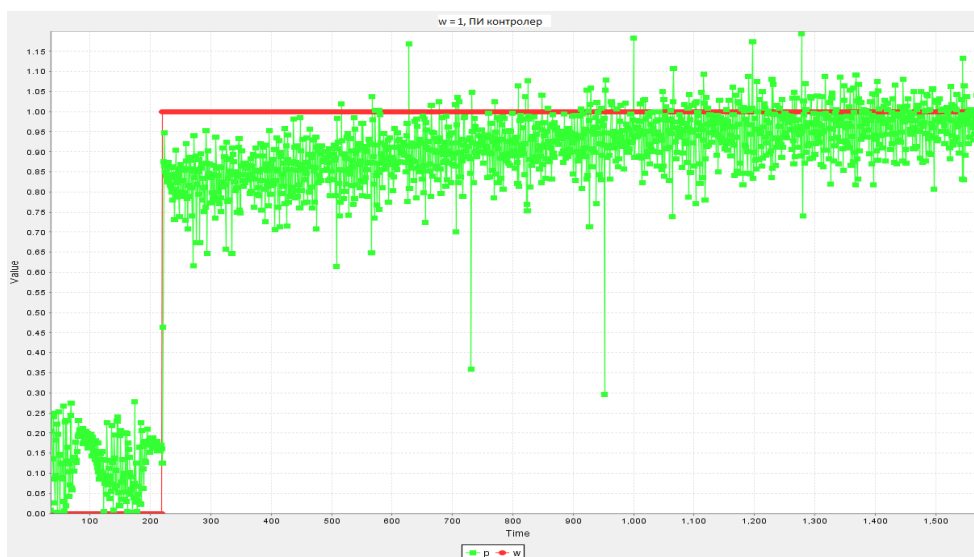
6.2.2 Управљачке структуре

У циљу генерисања управљачке променљиве разматрана су два алгоритма, МПЦ и ПИД контролер.

Разматран је вибрациони транспортер са МПЦ и ПИ контролером са периодом одабирања $T_s = 0.1s$ и вибрациони транспортер са МПЦ контролером са периодом одабирања $T_s = 0.05s$. Одскачни одзиви помераја корита на задату вредност, за вибрационе транспортере са МПЦ и ПИ контролерима, са периодом одабирања $T_s = 0.05s$, приказани су на Слици 62 и Слици 63, респективно.



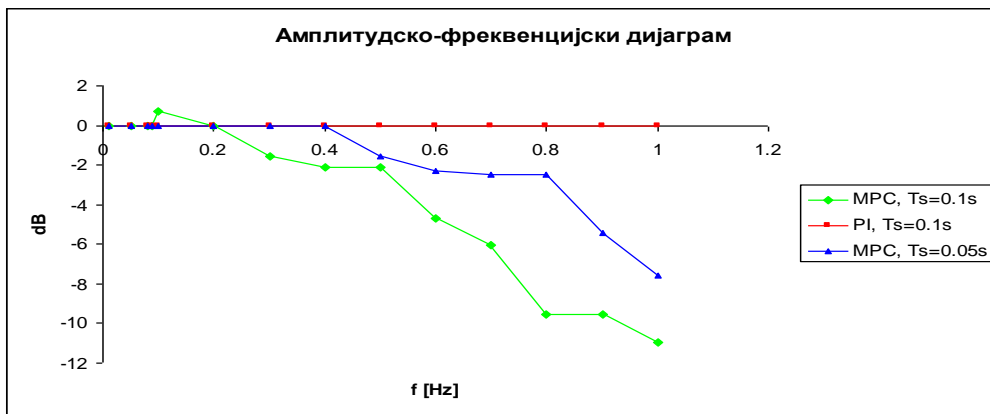
Слика 62. Одзив помераја корита на одскачну побуду, МПЦ контролер, $T_s = 0.1s$.



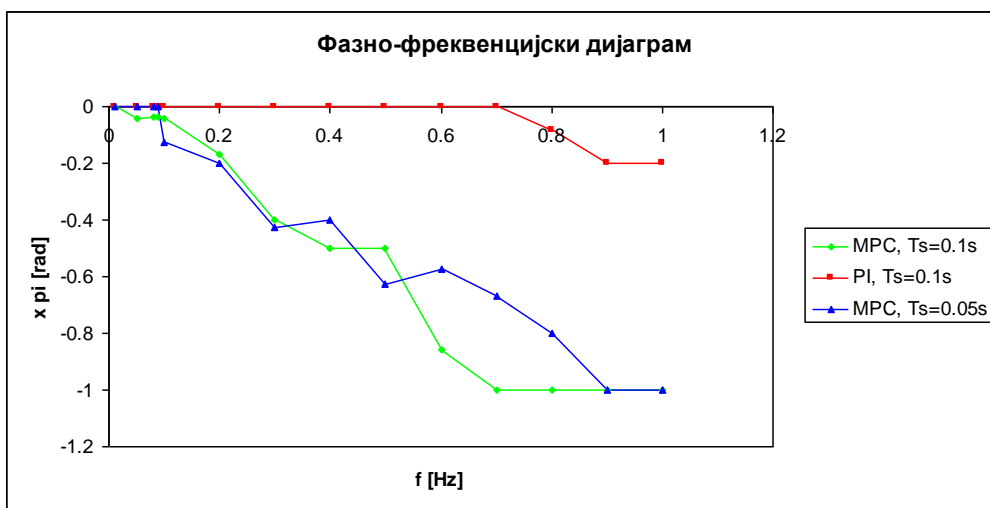
Слика 63. Одзив помераја корита на одскачну побуду, ПИ контролер, $T_s = 0.1s$.

Слике 62 и 63 показују да примењени МПЦ контролер знатно брже достиже задату вредност помераја корита у односу на предложени ПИ контролер.

У циљу поређења фреквентних карактеристика предложених контролера извршено је задавање вредности помераја корита у облику синусних функција различитих учестаности. Добијени одзиви МПЦ контролера за $T_s = 0.1$ s, ПИ контролера за $T_s = 0.1$ s и МПЦ контролера за $T_s = 0.05$ s приказани су прилозима број 10, 11 и 12, респективно. Одзиви су снимљени за опсег учестаности од 0.01 Hz до 1 Hz, пошто је предложени МПЦ контролер показао велико пригушење за учестаности веће од 1 Hz. На основу добијених одзива снимљени су фреквентни дијаграми приказани на Слици 64 и Слици 65. Као појачање система посматран је однос постигнуте (p) и задате (w) вредности амплитуде помераја корита.



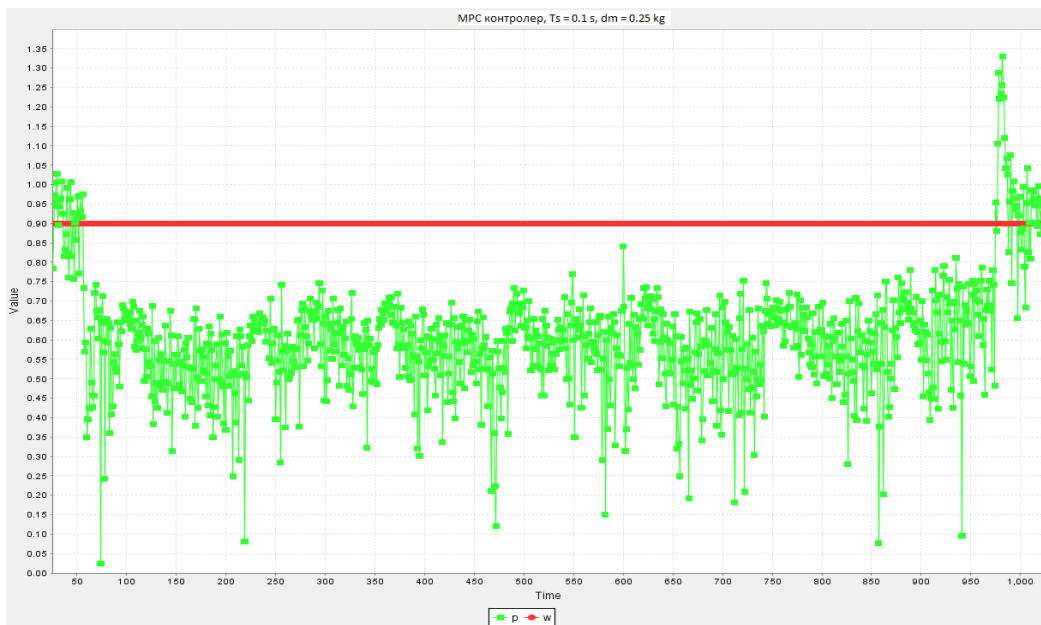
Слика 64. Амплитудско-фреквентне карактеристике контролера.



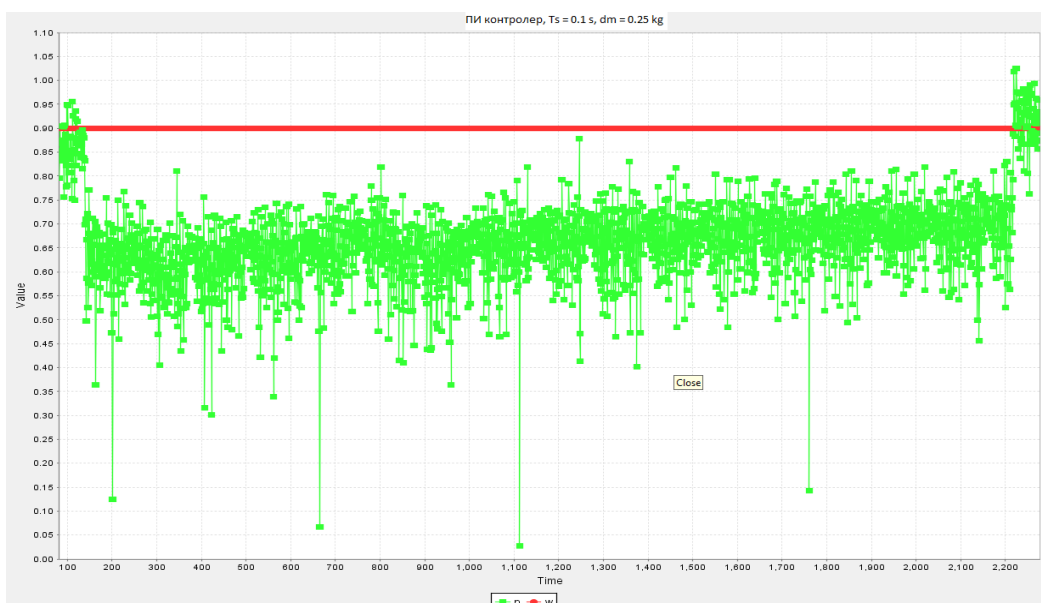
Слика 65. Фазно-фреквентне карактеристике контролера.

На основу добијених фреквентних карактеристика, јасно је да ПИ контролер има знатно шири пропусни опсег. Овакав резултат је очекиван, с обзиром на природу МПЦ контролера.

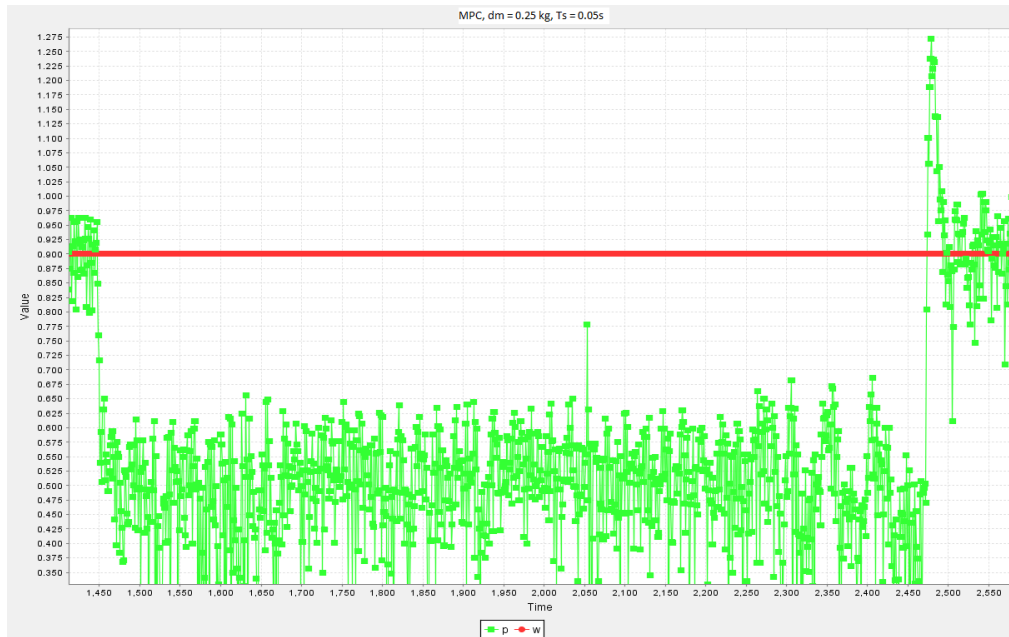
На сликама 66 – 68 приказан је утицај поремећаја у облику нагле промене масе материјала у вибрационом каналу. Вршено је додавање и одузимање пакета шећера тежине 0.25 kg укупном оптерећењу еластичних опруга.



Слика 66. Одзив МПЦ контролера на поремећај, $T_s = 0.1 \text{ Hz}$, $\Delta m = 0.25 \text{ kg}$.



Слика 67. Одзив ПИ контролера на поремећај, $T_s = 0.1 \text{ Hz}$, $\Delta m = 0.25 \text{ kg}$.



Слика 68. Одзив МПЦ контролера на поремећај, $T_s = 0.05 \text{ Hz}$, $\Delta m = 0.25 \text{ kg}$.

Променом масе која оптерећује еластичне опруге, долази до промене резонантне учестаности вибрационог транспортера, а самим тим и математичког модела посматраног система. Сlike 66 – 68 показују да је ПИ контролер мање осетљив на ову врсту поремећаја.

7. Закључак

Постављени циљеви дисертације су остварени. Добијени симулациони и експериментални резултати потврђују да је усвојени модел вибрационог транспортера са електромагнетним актуатором прихватљив уколико се побуђивање актуатора врши струјним импулсима чија је учестаност једнака механичкој резонантној учестаности транспортера.

Поређењем слика 48-50 са сликама 56-58, респективно, закључује се да усвојени модел вибрационог транспортера има задовољавајући одзив за учестаности побудних струјних импулса веће од прве под-резонантне учестаности ($f_{mr}/2$).

С обзиром да је моделовање извршено за систем који ради у резонантном режиму, постоје одређена одступања између симулационих и експерименталних резултата за побуде под-резонантне учестаности. Имајући у виду да је опсег побудних учестаности, које се користе у пракси, у близини резонантне учестаности ова одступања су прихватљива и немају значајан утицај на рад транспортера у резонантном режиму.

Преносне карактеристике протока материјала и побудне струје актуатора показују засићење у порасту протока материјала и за учестаности у близини резонантне учестаности. Ово засићење је последица релативно велике вредности параметра $A_P[\%]$, односно релативно велике вредности побудне струје, која је већа од вредности при којој је проток материјала кроз вибрирајуће корито једнак дотоку материјала из прихватног коша.

Под условом да није достигнута критична брзина кретања материјала кроз вибрационо корито, у случају резонантног режима рада транспортера, проток материјал може да се регулише променом амплитуде осциловања корита. У случају достизања критичне брзине кретања материјала кроз вибрирајуће корито, даљим повећавањем амплитуде осциловања корита не долази до повећања протока материјала кроз корито. Средња вредност побудне струје при којој брзина кретања материјала кроз корито достиже своју критичну вредност представља граничну вредност побудне струје при којој проток материјала кроз корито достиже засићење.

У овом раду је извршена експериментална верификација усвојеног модела транспортера и дефинисани су параметри помоћу којих је могуће одредити радну тачку транспортера са максималном енергетском ефикасношћу.

За разлику од радова наведених у цитираној литератури, у којима се разматрају само појединачни подсистеми вибрационог транспортера, у оквиру ове дисертације је експериментално верификован усвојени модел комплетног

транспортера и дефинисани су параметри кључни за одређивање радне тачке са максималном енергетском ефикасношћу: критична брзина кретања материјала кроз вибрирајуће корито и гранична вредност побудне струје. Дефинисање ових параметара је од велике важности за коришћење вибрационих транспортера у системима са повратном спрегом.

Експериментално је потврђено да проток материјала има највећу вредност уколико је учестаност побудних струјних импулса електромагнетног актуатора изједначена са механичком резонантном учестаношћу транспортера. У овом случају се постиже глобални максимум протока материјала. Локалне максимуме је могуће постићи уколико учестаност побудних струјних импулса једнака под-резонантним учестаностима. Ово је последица тежње система да осцилује природном учестаношћу. У резонантном режиму рада жељени проток материјала се остварује уз минимални утрошак енергије.

Већина вибрационих транспортера је пројектована да непрекидно ради у току релативно дугог временског интервала. Уколико се, избором опруга одговарајуће крутости, подеси нижа резонантна учестаност транспортера, за постизање истог протока као на вишој резонантној учестаности потребно је повећати амплитуду осциловања корита. На овај начин долази до повећања напрезања опруга, због чега је потребно посебну пажњу обратити на врсту материјала од којег су опруге направљене. Опруге коришћене за потребе експерименталних верификација су направљене од композитног материјала FIBERGLASS-а и показале су задовољавајуће карактеристике.

Извршена је експериментална верификација усвојеног модела вибрационог транспортера за опсег учестаности изнад прве под-резонантне учестаности.

Експериментално потврђен усвојени модел вибрационог транспортера представља добру основу за даља истраживања везана за примену и могућности унапређења електромагнетних вибрационих транспортера.

Код савремених вибрационих транспортера одређивање резонантне учестаности се врши мерењем помераја корита приликом промене учестаности побудне струје од њене минималне до максималне вредности. Претрага се завршава кад се одреди први максимум амплитуде осциловања корита. Овај рад је показао да максимум амплитуде осциловања може бити локални, који одговара некој од под-резонантних учестаности, или глобални који одговара резонантној учестаности осциловања. С обзиром да вредност резонантне учестаности зависи од познатих параметара, коефицијента еластичности опруга и укупне масе која оптерећује опруге, алгоритам за одређивање резонантне учестаности треба направити тако да претрага учестаности не обухвата под-резонантне учестаности.

На основу одзива приказаних у Прилогу број 5 и у Прилогу број 6 закључује се да систем са МПЦ контролером има тачнији одзив у односу на систем са ПИД контролером. Смањивањем периода одабирања ова предност МПЦ контролера је мање приметна.

Експериментално је потврђено да ПИД контролер има шири пропусни опсег и мању осетљивост на поремећаје у облику нагле промене масе која оптерећује опруге транспортера. МПЦ контролер има знатно бржи одзив на одскочну побуду и погодан је за системе код којих се захтева спорија промена амплитуде осциловања вибрационог корита.

Експериментални резултати су показали осетљивост примењених контролера на поремећај у облику нагле промене масе која оптерећује опруге вибрационог корита. Уколико је испуњен услов да је брзина кретања материјала кроз корито мања од критичне, промена масе која оптерећује опруге је занемарљива и МПЦ контролер представља решење које треба применити за споропроменљиве процесе, док ПИ контролер треба примењивати у системима који захтевају знатно шири пропусни опсег.

Даља истраживања у области развоја управљачких структура вибрационог транспорта треба усмерити на развој адаптивних алгоритама који ће у реалном времену пратити промене динамичких параметара система у циљу корекције параметара МПЦ контролера.

8. Литература

1. M.L. Chandravanshi, A.K. Mukhopadhyay, “*Dynamic analysis of vibratory feeder and their effect on feed particle speed on conveying surface*”, Measurement April 2017 101:145-156, ISSN: 0263-2241
2. Udhciyakumar Sadasivam, “*Development of Vibratory Part Feeder for Material Handling in Manufacturing Automation: a Survey*”, Journal of Automation, Mobile Robotics & Intelligent Systems VOLUME 9, N° 4 2015, DOI: 10.14313/JAMRIS_4-2015/27
3. Bhattachar, Shobha N.; Hedden, David B.; Olsofsky, Angela M.; Qu, Xianggui; Hsieh, Wen-Yaw; Canter, Kelly G, “*Investigation on the conveying velocity of a linear vibratory feeder while handling bulk-sized small parts*”, INTERNATIONAL JOURNAL OF ADVANCED MANUFACTURING TECHNOLOGY; SEP 2009, 44 3-4, p372-p382, 11p, ISSN: 02683768, DOI: 10.1007/s00170-008-1838-1
4. I.F.Goncharevich, K.V.Frolov, and E.I.Rivin, “*Theory of vibratory technology*”, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1990.
5. T. Dyr and P. Wodzinski, “*Model particle velocity on a vibrating surface*” Physicochemical Problems of Mineral Processing, Vol. 36, pp. 147-157, May 2002.
6. L.Han and S.K.Tso, “*Mechatronic design of a flexible vibratory feeding system*”, Proceedings of the I MECH-E- Part B Journal of Engineering Manufacture, Vol.217, No.6, June 2003, pp.837-842.
7. E.M. Sloot and N.P Kruyt, “*Theoretical and experimental study of the transport of granular materials by inclined vibratory conveyors*”, Powder Technology, Vol.87, No3, pp.203-210, 1996.
8. M.A. Parameswaran and S.Ganapahy, “*Vibratory Conveying-Analysis and Design: A Review*”, Mechanism and Machine Theory, Vol.14, No.2, pp. 89-97, April 1979.
9. D.McGlinchey, “*Vibratory Conveying Under Extreme Conditions: An Experimental Study*”, Advanced in Dry Processing 2002, Powder/Bulk Solids, pp.63-67, November 2001
10. T. Doi, K. Yoshida, Y. Tamai, K. Kono, K. Naito, and T. Ono, “*Modelling and feedback control for vibratory feeder of electromagnetic type*,” Journal of Robotics and Mechatronics, Vol. 11, No. 5, pp. 563-572, Jun. 1999.
11. Buzzoni Marco, Battarra Mattia, Mucchi Emiliano, Dalpiaz Giorgio, “*Motion analysis of a linear vibratory feeder: Dynamic modeling and experimental verification*”, Mechanism and Machine Theory August 2017 114:98-110, ISSN: 0094-114X, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.04.006
12. Complete Guide to Vibratory Feeders and Conveyors, “*How To Choose and Use Vibratory Feeders and Conveyors*” , ERIEZ Magnetics,, Pennsylvania, USA, pp.3-13, 2003

13. Z.V.Despotovic, M.Lecic, M.Jovic, A.Djuric, "Vibration control of resonant vibratory feeder with electromagnetic excitation," Journal FME Transactions, Vol.42, No.4, pp281-289, 2014.
14. G.H. Lim, "Vibratory feeder motion study using Turbo C++ language", Advances in Engineering Software 18 (1993) 53-59
15. Jens Trampe Broch, "Mechanical Vibration and Shock Measurements", Bruel & Kjaer, April 1984, ISBN 87 87355 34 5, 2nd edition 3rd impression.
16. В. И. ДЫРДА, Ю. Н. ОВЧАРЕНКО, С. В. РАКША, А. А. ЧЕРНИЙ, "ДИНАМИКА ВИБРОПИТАТЕЛЕЙ С НЕЛИНЕЙНОЙ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ", Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 2017, № 2 (68), ISSN 2307–6666.
17. Amauri Amorin Asse, Breno Mendes Ferreira, Joaquim Miguel Maia, Eduardo Tavares Costa, "Modeling and FPGA-based implementation of an efficient and simple envelope detector using a Hilbert Transform FIR filter for ultrasound imaging applications", ISSN 2446-4740, Res. Biomed. Eng. vol.34 no.1 Rio de Janeiro Jan./Mar. 2018 Epub Jan 15, 2018.
18. M. Suresh, V. Narasimharaj, G. K. Arul Navalani, V. Chandra Bose, "Effect of orientations of an irregular part in vibratory part feeders", Int J Adv Manuf Technol (2018) 94:2689–2702, DOI 10.1007/s00170-017-1043-1
19. Patrick S.K. Chua, (2007) "Novel design and development of an active feeder", Assembly Automation, Vol. 27 Issue: 1, pp.31-37, <https://doi.org/10.1108/01445150710724685>
20. Petar Mišljen, Željko Despotović, Milan Matijević, "Modeling and Control of Bulk Material Flow on the Electromagnetic Vibratory Feeder", Automatika: Journal for Control, Measurement, Electronics, Computing and Communications, Vol 57, No 4 (2016), ISSN: 1848-3380, doi: 10.7305/automatika.2017.03.1766.
21. P.Mišljen, Ž.Despotović, M.Matijević "Energetski efikasno upravljanje vibracionim dozatorom: eksperimentalna verifikacija" ENERGIJA-ekonomija-ekologija, Vol.3-4, Godina XVII, ISSN 0354-8651, pp. 276-281, Mart 2015.
22. Petar Misljen, Marko Tanaskovic, Zeljko Despotovic, Milan Matijevic, "CONTROLLING ELECTROMAGNETIC VIBRATING FEEDER BY USING A MODEL PREDICTIVE CONTROL ALGORITHM", Interciencia Journal, 2018 43(10), ISSN: 0378-1844.
23. Petar Mišljen, Radomir Mitrović, Željko Despotović, Milan Matijević, "SCADA Application for Control and Monitoring of Vibratory Feeder", International Conference on Electrical, Electronic and Computing Engineering (IcETRAN), ISBN 978-86-80509-71-6, AUI3.6, Jun 2015.
24. Radomir Mitrovic, Petar Misljen, Zeljko Despotovic, Milan Matijevic, "Implementation of control algorithms for resonant vibratory dispenser on SIMATIC S7-1200 from Matlab Simulink environment", Tehnika, 2016, ISSN: 0040-2176, Vol. 71, no. 1, pp. 64-69.

25. Петар Мишљен, др Жељко Деспотовић, др Милан Матијевић, "Регулисани погон резонантног електромагнетног вибрационог дозатора", http://www.mfkg.rs/sajt/Downloads/tehnicka_resenja/TR-85-2015.pdf, ФИН Крагујевац, ТР-85/2015 од 21.05.2015.
26. John Jan Drozd, "Computer Simulation of Gravity-Driven, Granular Flow, Graduate Program in Applied Mathematics", The School of Graduate and Postdoctoral Studies, The University of Western Ontario, London, Ontario, Canada, 2009.
27. L. Vu-Quoc, X. Zhang, O.R. Walton, "A 3-D discrete-element method for dry granular flows of ellipsoidal particles", *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 187 (2000) 483-528.
28. Yijun Wan, "Discrete Element Method in Granular Material Simulations", Technical University of Kaiserslautern, August 16, 2011.
29. Hamid El hor, Stefan J. Linz, Rafal Grochowski, Peter Walzel, Christof A. Kruelle, Mustapha Rouijaa, Andreas Gotzendorfer, Ingo Rehberg, „Model for transport of granular matter on vibratory conveyors“, in Proc. Int. Conf. Powders Grains, Stuttgart, Germany, 2005, pp. 1191–1195.
30. Hamid El hor, Stefan J Linz, "Model for transport of granular matter on an annular vibratory, *Journal of Statistical Mechanics: Theory and Experiment conveyor*", February 2005, DOI: 10.1088/1742-5468/2005/02/L02005.
31. Tudor CĂȘĂNDROIU, Cristian MIEILĂ, "THEORETICAL DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL TO EVALUATE GRAVIMETRICAL FLOW RATE OF SEEDS THROUGH ORIFICES", *U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 72, Iss. 4, 2010, ISSN 1454-2358.*
32. GABRIEL I. TARDOS, QUINGYANG LU, "Precision dosing of powders by vibratory and screw feeders: an experimental study", *ADVANCED POWDER TECHNOLOGY*. 7(1):51-58, ISSN: 0921-8831.
33. Lim, G.H., "On the conveying velocity of a vibratory feeder", *Computers and Structures* Volume 62, Issue 1, January 1997, Pages 197-203.
34. Yifan Wang, Tianyi Li, Fernando J. Muzzio, Benjamin J. Glasser, "Predicting feeder performance based on material flow properties", *Micromachines*; Feb2018, Vol. 9 Issue 2, p1-N.PAG, 10p, ISSN: 2072666X
35. Cock, H.G., "Vibratory Feeders" *PHILIPS Technical Review*, Vol.24, pp.84-95, May 1975.
36. M. E. Gerts and M. M. Gerts, "The Way to Choose Resonance Vibratory Feeder Parameters to Form the Structure of a Unit Surface", ISSN 1052[1]6188, *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2011, Vol. 40, No. 1, pp. 63–67.
37. SAKAGUCHI, Katsumi, "Vibration Characteristics of Loaded Vibratory Feeder", *Bulletin of JSME*. 1977, 20(147):1101-1106.

38. Spring manual for Vibratory Conveyors and Feeder, "*The use of Composite Leaf Springs in Vibrating Machinery*" HEATHCOTE INDUSTRIAL PLASTICS, Vol. I, pp.1-16, Newcastle-under-Lyme, 2004, www.heathcotes.com
39. Milica M. Vujović, Željko V. Despotović, "*Dynamic Stress Distribution in Composite Leaf Springs for Electromagnetic Vibratory Feeder*", MECHEDEU, 2015.
40. Жељко В Деспотовић, Владимир Синик, "*Напонска регулација тиристорског енергетског претварача у погону електромагнетног вибрационог силосног изузимача*", Енергетика, март 2017.
41. J. Sokolov, V. I. Babitsky, and N. A. Halliwell, "*Autoresonant vibro-impact system with electromagnetic excitation*," Journal of Sound and Vibration, No. 308, pp. 375-391, 2007.
42. Zeljko V Despotovic, Vladimir Sinik, "*IMPROVING PERFORMANCE IN THE POWER OF DRIVE WITH ELECTROMAGNETIC VIBRATORY FEEDER*", III International Conference Industrial Engineering and Environmental Protection 2013 (IIZS 2013) October 30th, 2013, Zrenjanin, Serbia.
43. Zeljko V Despotovic, Milos Jovanovic, Zoran Stojiljkovic, "*Thyristor converter for driving electromagnetic vibratory feeder*", X SIMPOZIJUM Energetske elektronike, Novi Sad, Jugoslavija, 14-16.10.1999.
44. Z. Despotovic and Z. Stojiljkovic, "*Power converter control circuits for two-mass vibratory conveying system with electromagnetic drive: Simulations and experimental results*" IEEE Trans. Ind. Electron., Vol. 54, No. 1, pp.453-466, Feb. 2007.
45. Zeljko V.Despotovic, Zoran V.Stojiljkovic, "*PSPICE Simulation of Two-Mass Vibratory Conveying System with Electromagnetic Drive*", EUROCON 2005, Serbia & Montenegro, Belgrade, November 22-24, 2005,
46. Жељко В. Деспотовић, "*Оптимизација рада електромагнетних резонантних вибрационих транспортера коришћењем струјно контролисаних транзисторских енергетских претварача*", Електротехнички факултет Универзитета у Београду, Докторска теза, 2007.
47. D. Mayer, B. Ulrych, "*ANALYSIS OF AN ELECTROMAGNETIC ACTUATOR WITH PERMANENT MAGNET*", Advances in Electrical and Electronic Engineering, Vol 5 No 1 (2006), 301-305.
48. Ž.V. Despotović , A. I. Ribić, V.Sinik , "*Power Current Control of a Resonant Vibratory Conveyor Having Electromagnetic Drive*", Journal of Power Electronics, Vol.12, No4, July 2012.
49. Diana Ioana Popescu, "*Dynamic Modeling of a Vibratory Bowl Feeder*", WSEAS Transactions on Mathematics, Issue 1, Volume 3, January 2004, 188-182, ISSN 1109-2769.
50. Zhaoli Hu and Gary Pierre Maul, "*VIBRATION CONTROL OF PIEZOELECTRIC ACTUATOR BY IMPLEMENTATION OF OPTICAL*

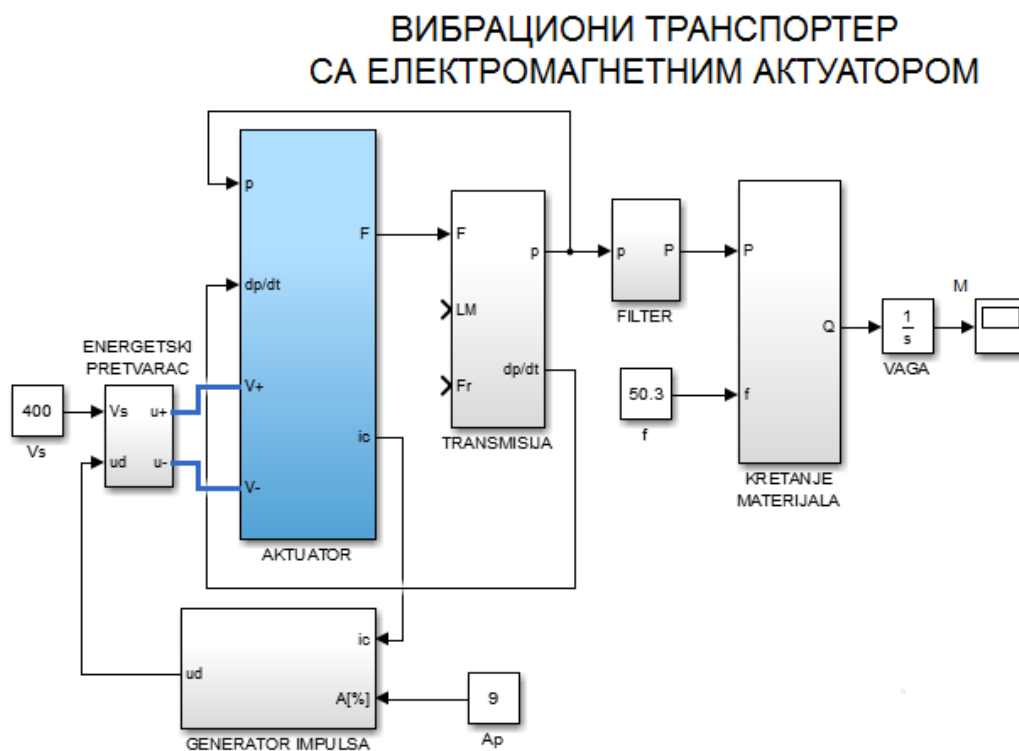
- POSITIONING SENSOR*”, International Journal of Optomechatronics, 1: 369–382, 2007, ISSN: 1559-9620, DOI: 10.1080/15599610701672561
51. Domingos Alves Rade, Emerson Bastos de Albuquerque, Leandro Chaves Figueira and João Carlos Mendes Carvalho, “*Piezoelectric Driving of Vibration Conveyors: An Experimental Assessment*”, Sensors 2013, 13, 9174-9182; ISSN 1424-8220, doi:10.3390/s130709174.
 52. Andrea Bonci, Sauro Longhi, Massimiliano Pirani, Emanuele Lorenzoni, Gianluca Rizzello, David Naso, Stefan Seelecke, “*Simulation Analysis and Performance Evaluation of a Vibratory Feeder Actuated by Dielectric Elastomers*”, IEEE, Jul 2018, DOI: 10.1109/MESA.2018.8449148.
 53. Alexandru Forrai, “*Modeling, System Identification, and Control of Electromagnetic Actuators*”, Actuators, Chapter 5, <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.75088>.
 54. Gittiphong Sripanagul, Anirut Matthujak, “*Fundamental Study of Electromagnetic Actuated Needle – Free Jet Injection*”, International Journal of Engineering & Technology, 7 (3.7) (2018) 145-148, DOI: 10.14419/ijet.v7i3.7.16258.
 55. František Mach, Ivan Nový, Pavel Karban, Ivo Doležal, “*Shape Optimization of Electromagnetic Actuators*”, Conference Paper · May 2014, DOI: 10.1109/ELEKTRO.2014.6848967.
 56. Chih-Hung G. Li, Hiep Phuong Nguyen, “*Development of a Linearly Responsive Electromagnetic Actuator*”, Int'l Conference on Computer Science, Data Mining & Mechanical Engineering (ICCDMMME'2015) April 20-21, 2015 Bangkok (Thailand).
 57. Thanh Nho Do, Hung Phan, Thuc-Quyen Nguyen, Yon Visell, “*Soft Electromagnetic Actuators: Miniature Soft Electromagnetic Actuators for Robotic Applications*”, Adv. Funct. Mater. 18/2018, <https://doi.org/10.1002/adfm.201870116>.
 58. Paolo Di Barba, Teodor Gotszalk, Wojciech Majstrzyk, Maria Evelina Mognaschi, Karolina Orłowska, Sławomir Wiak, Andrzej Sierakowski, “*Optimal Design of Electromagnetically Actuated MEMS Cantilevers*”, MDPI, Sensors 2018, 18, 2533; doi:10.3390/s18082533.
 59. Hakan Urey, Sven Holmstrom, Arda D. Yalcinkaya, “*Electromagnetically Actuated FR4 Scanners*”, IEEE Photonics Technology Letters · February 2008, DOI: 10.1109/LPT.2007.911522.
 60. Constantin Daniel Comeaga, Dragos Ovezea Cristinel LLie, “*Micro Electromagnetic Actuator - Static Behavior*”, MATEC Web of Conferences 220, 0500 (2018), ICMSC 2018, <https://doi.org/10.1051/3>.
 61. Elnaz Afsharipour, Byoungyoul Park, Ramin Soltanzadeh, Cyrus Shafai, “*An electromagnetically actuated 3-axis gimbal-less micro-mirror for beam steering*”, Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada Conference Paper July 2018, DOI: 10.1109/OMN.2018.8454536.

62. Baris Oguz Gurses, Ece Bayir, Mert Celtikoglu, Aylin Sendemir-Urkmez, Ogulcan Isitman, Irem Aydin, Mert Sener, Levent Cetin, Aysun Baltaci, Mutlu Boztepe, Mehmet Sarikanat, “*An electromagnetic actuator for manipulator of biological samples*”, VII International Bioengineering Congress (BEC 2015), 19-21 November 2015, Izmir, Turkey.
63. Xiao Xiao, Yangmin Li, “*Development of an Electromagnetic Actuated Microdisplacement Module*”, IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 21, NO. 3, JUNE 2016, DOI: 10.1109/TMECH.2015.2510450.
64. Stanley R. Doerger and Cindy K. Harnett, “*Force-Amplified Soft Electromagnetic Actuators*”, MDPI, 2018, 7, 76; doi:10.3390/act7040076.
65. L. Petit, C. Prelle, E. Doré and F. Lamarque, “*Digital electromagnetic actuators array*”, Conference Paper, August 2010, DOI: 10.1109/AIM.2010.5695859.
66. Tom Ocket, Guus Mertens, Geert De Boever, Peter Devoes, Jan Van Cauwenberge, “*Electromagnetic actuator*”, United State Patent, US 8,981,885 B2, Mar. 17, 2015.
67. Michael Pantke, “*Electromagnetic actuator having a magnetostrictive element and method for operating the electromagnetic actuator*”, United State Patent, US 8,384,501 B2, Feb. 26, 2013.
68. Thomas Schiepp, Oliver Thode, “*Electromagnetic actuator device*”, United States Patent, US 8,729,992 B2, May 20, 2014.
69. Wladyslaw Wygnanski, “*Multistable electromagnetic actuators*”, United States Patent, US 8,710,945 B2, Apr. 29, 2014.
70. David Patrick Arnold, Janhavi Shariniwas Agashe, “*Method and apparatus for electromagnetic actuation*”, United States Patent, US 8,581,678 B2, Nov. 12, 2013.
71. Thomas Goiz, Thomas Schiepp, “*Electromagnetic actuating apparatus*”, United State Patent, US 8,493,166 B2, Jul. 23, 2013.
72. T. Sato, “*Design of a GPC-based PID controller for controlling a weigh feeder*”, Control Engineering Practice 18 (2010) 105–113, doi: 10.1016/j.conengprac.2009.12.001.
73. A.I.Ribic and Z.Despotovic, “*High-Performance Feedback Control of Electromagnetic Vibratory Feeder*”, IEEE Transaction on Industrial Electronics, Vol.57, Issue :9, Aug. 2010,pp.3087-3094.
74. R. Caracciolo, D. Richiedei, A. Trevisani, G. Zanardo, “*Designing vibratory linear feeders through an inverse dynamic structural modification approach*”, Int J Adv Manuf Technol (2015) 80:1587–1599, DOI 10.1007/s00170-015-7096-0
75. Wolfsteiner, P.; Pfeiffer, F, Modeling, “*Simulation, and Verification of the Transportation Process in Vibratory Feeders*”, ZAMM -- Journal of Applied Mathematics & Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik , Jan2000, Vol. 80 Issue 1, p35-48, 14p

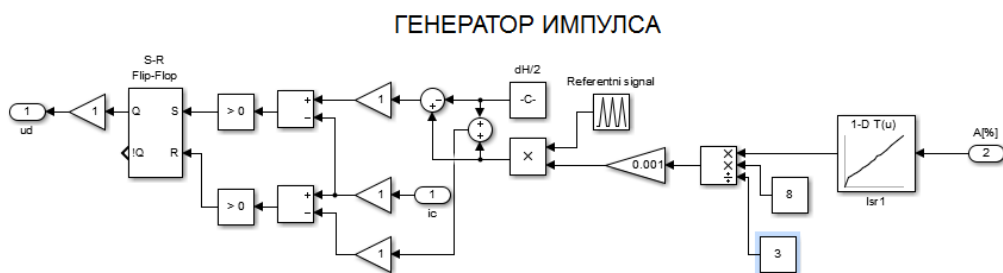
76. Željko V. Despotović, Aleksandar I. Ribić, Vladimir Šinik, “*Modelling and Control of Electromagnetic Vibratory Actuator Applied in Vibratory Conveying Drives*”, INFOTEH-JAHORINA Vol. 12, March 2013.
77. Jianqi An, Fayang You, Min Wu, Jinhua She1, “*Iterative Learning Control for Nonlinear Weighing and Feeding Process*”, Hindawi, Mathematical Problems in Engineering, Volume 2018, Article ID 9425902, 9 pages, <https://doi.org/10.1155/2018/9425902>
78. Vladimir Sinik, Zeljko V Despotovic, Ivan Palinkas, “*Optimization of the Frequency Control of Electromagnetic Vibratory Feeders*”, Elektronika ir Elektrotechnika, February 2016, DOI: 10.5755/j01.eee.22.1.14095.
79. M. L. Chandravanshi, A. K. Mukhopadhyay, “*Experimental modal analysis of the vibratory feeder and its structural elements*”, International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 10, Number 13 (2015) pp 33303-33310.
80. Maciej Klemiato, Piotr Czubak, “*Control of the transport direction and velocity of the two-way reversible vibratory conveyor*”, Arch Appl Mech, Januar 2019, <https://doi.org/10.1007/s00419-018-01507-8>.
81. Flavien Deschaux, Frédéric Gouaisbaut, Yassine Ariba. “*Nonlinear control for an uncertain electromagnetic actuator*”. 57th IEEE Conference on Decision and Control (CDC 2018), Dec 2018, Miami, United States. 6p., 2018. <hal-01868623v2>.
82. Željko V. Despotović, Đorđe Urukalo, Aleksandar I. Ribić, “*Hardware and Software Implementations of Measuring System for Resonant Electromagnetic Vibratory Conveyor*”, International Journal of Electrical Engineering and Computing Vol. 1, No. 1 (2017). UDC 621.39-182.3:004.8, COBISS.RS-ID7195928, DOI 10.7251/IJEEC1701021D.
83. Z.V.Despotovic, Dj.Urukalo, M.Lecic, A.Cosic, “*Mathematical modelling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results*”, Applied Mathematical Modeling, ISSN: 0307-904X, Vol.41, No.1, pp.1-24, January 2017.
84. Elisa Sara Varghese, Anju K Vincent and Bagyaveereswaran V, “*Optimal control of inverted pendulum system using PID controller, LQR and MPC*”, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 263(2017) 052007 doi:10.1088/1757-899X/263/5/052007
85. Радомир Митровић, “*МПЦ алгоритми у управљању спорих индустријских процеса*”, Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука, мастер рад, 2015.година.
86. Rihab Kouki, Hichem Salhi, Faouzi Bouani, “*Application of Model Predictive Control for a thermal process using STM32 Microcontroller*”, DOI: 10.1109/CADIAG.2017.8075647, October 2017.

9. Додаци и прилози

Прилог број 1 (Модел вибрационог транспортера израђен у Симулинку)

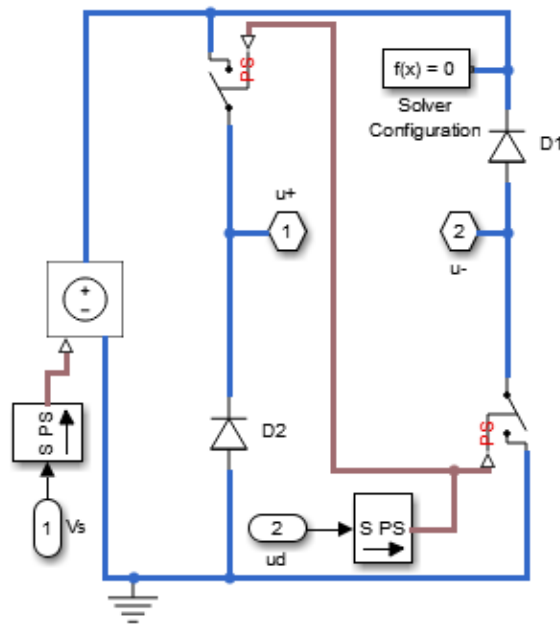


Слика 1. Вибрациони транспортер са електромагнетним актуатором



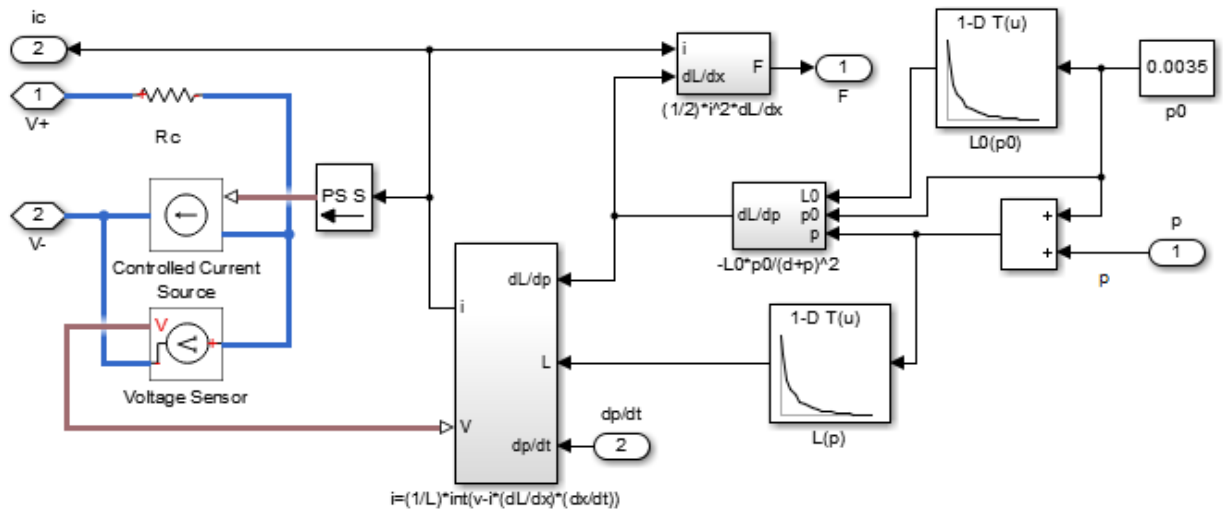
Слика 2. Генератор импулса

ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕТВАРАЧ



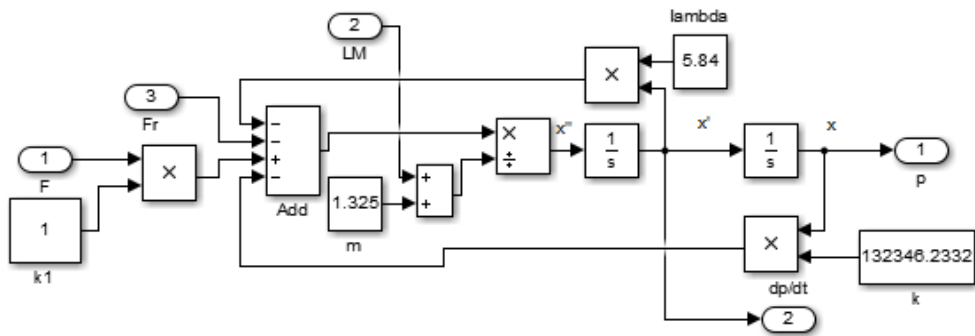
Слика 3. Енергетски претварач

АКТУАТОР



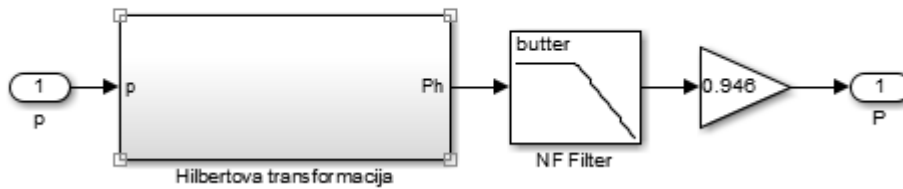
Слика 4. Електромагнетни актуатор

ТРАНСМИСИЈА

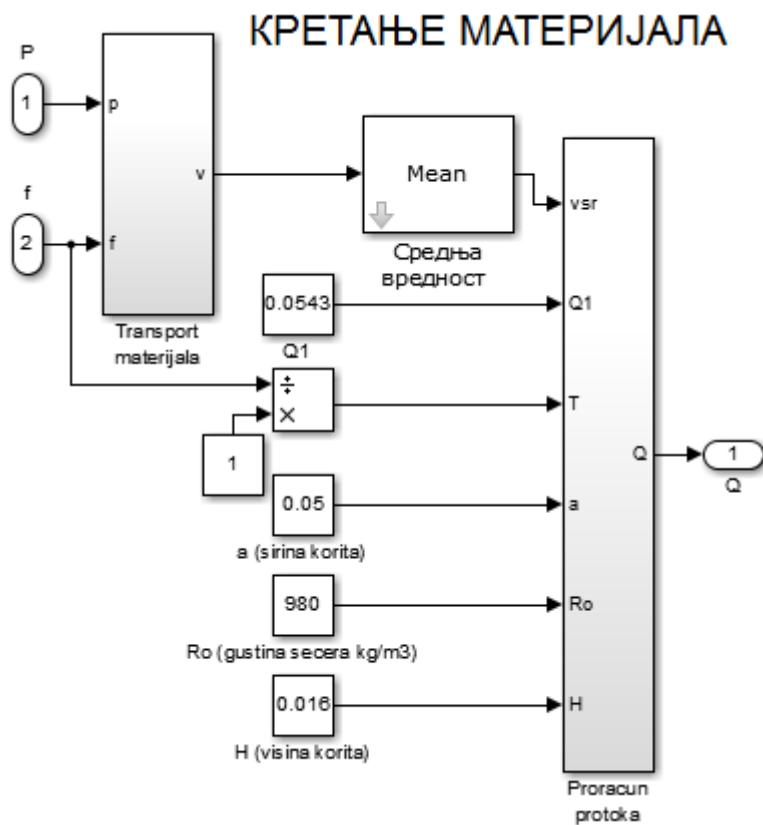


Слика 5. Трансмисија вибрационог транспортера

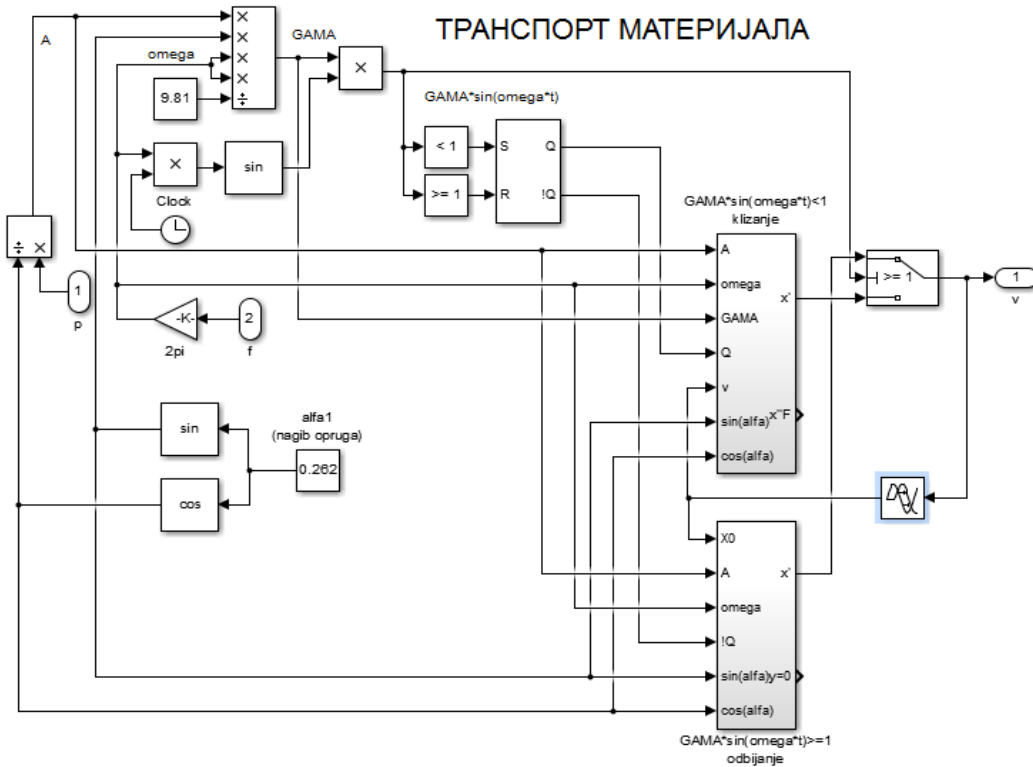
ФИЛТЕР



Слика 6. Детектор обвојнице сигнала

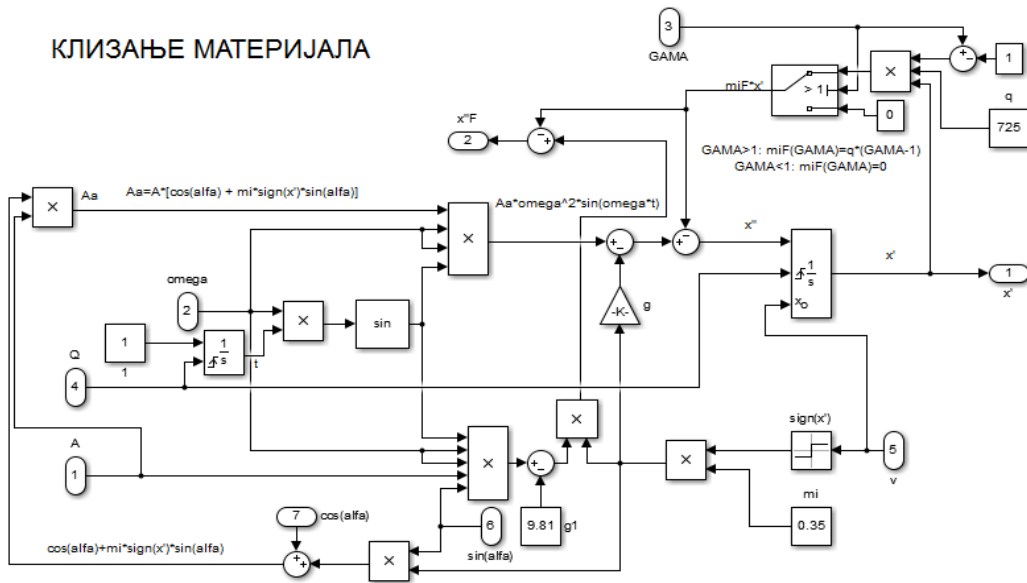


Слика 7. Кретање материјала дуж вибрирајућег корита

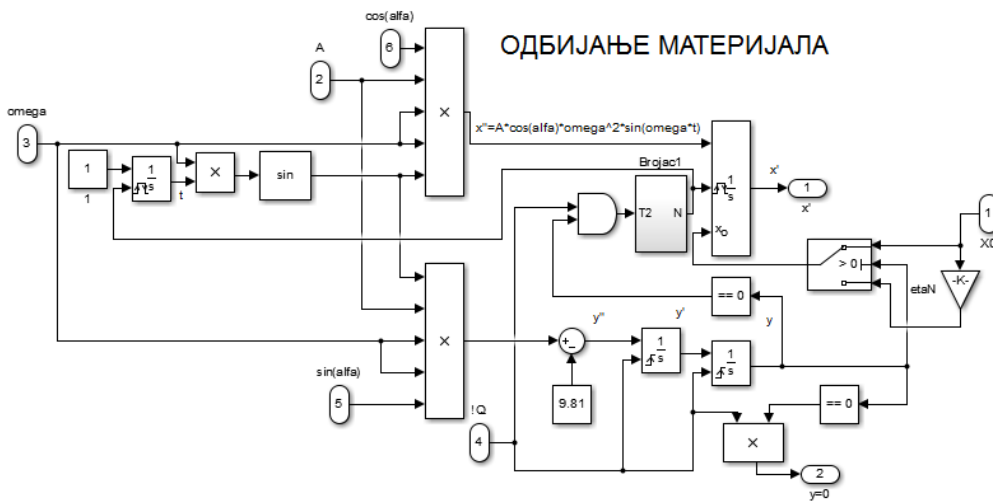


Слика 8. Транспорт материјала

КЛИЗАЊЕ МАТЕРИЈАЛА

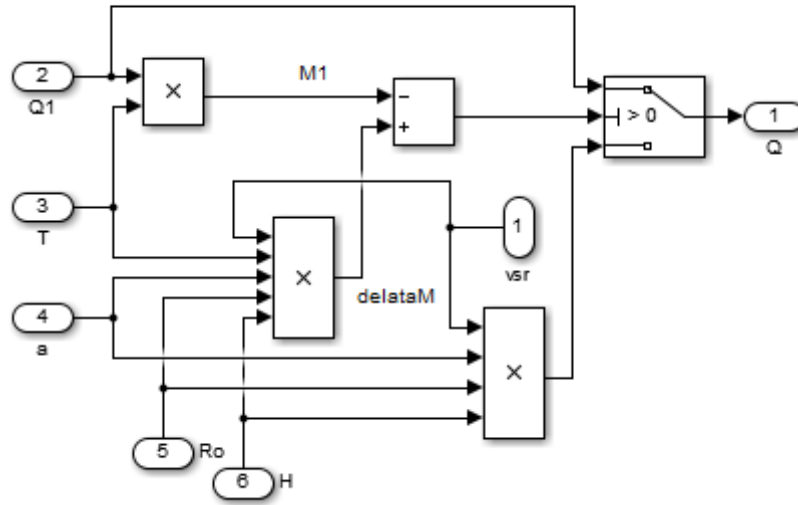


Слика 9. Клизање материјала



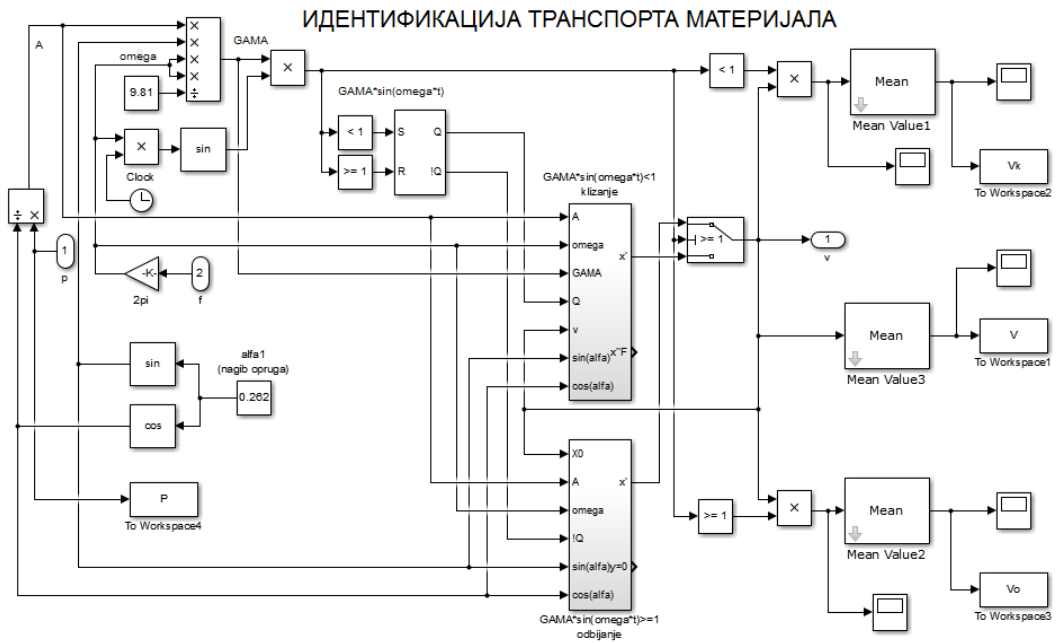
Слика 10. Одбијање материјала

ПРОРАЧУН ПРОТОКА



Слика 11. Прорачун протока материјала на излазу из вибрирајућег корита

Прилог број 2 (Идентификација процеса транспорта материјала)



Слика 1. Модел процеса транспорта материјала, са раздвајање сигнала клизања и сигнала одбијања

Прилог број 3 (Програмски код за дискретизацију усвојеног модела)

```
K=3.671e-05;
T=0.4442;

a=0.05;
ro=980;
H=0.016;

Ts=0.1;

Kk=88.991;
Tk=0.067028;
zk=0.75803;

Ko=12.88;
To=0.053315;
zo=0.53516;

Kp1=63.1279;
Tp1=0.062628;
z1=0.45888;

Kp=101.88;
Tp=0.06487;
z=0.76024;

A=[-1/T 0 0; 0 0 1; Kp/Tp^2 -1/Tp^2 -2*z/Tp];
A1=[-1/T 0 0; 0 0 1; Kp1/Tp1^2 -1/Tp1^2 -2*z1/Tp1];
Ao=[-1/T 0 0; 0 0 1; Ko/To^2 -1/To^2 -2*zo/To];
Ak=[-1/T 0 0; 0 0 1; Kk/Tk^2 -1/Tk^2 -2*zk/Tk];

B=[K/T K/T;0 0;0 0];
C=[0 a*ro*H 0];
D=[0];

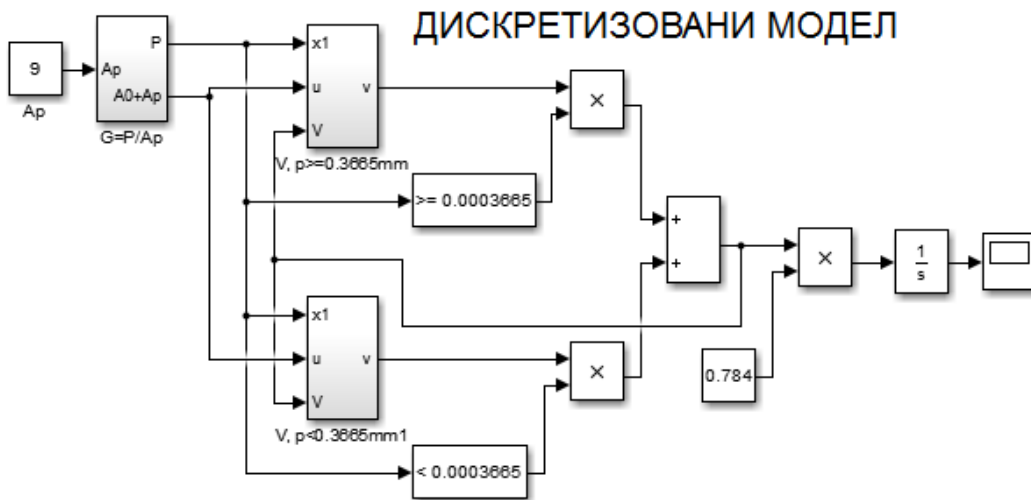
sistem=ss(A,B,C,D);
sistemD_V=c2d(sistem,Ts);

sistem_1=ss(A1,B,C,D);
sistemD_V1=c2d(sistem_1,Ts);

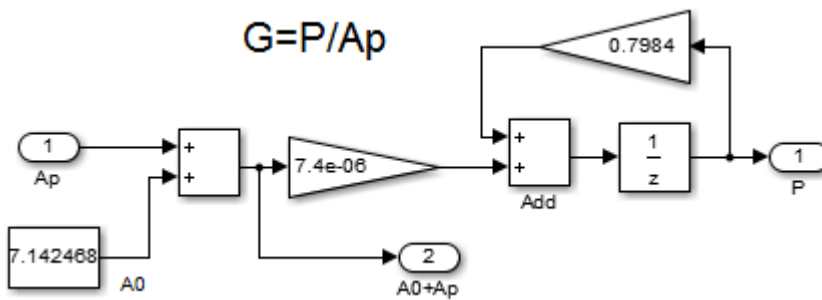
sistem_o=ss(Ao,B,C,D);
sistem_Vo=c2d(sistem_o,Ts);

sistem_k=ss(Ak,B,C,D);
sistem_Vk=c2d(sistem_k,Ts);
```

Прилог број 4 (Дискретизовани модел транспортера, $T_s = 0.1$ s)

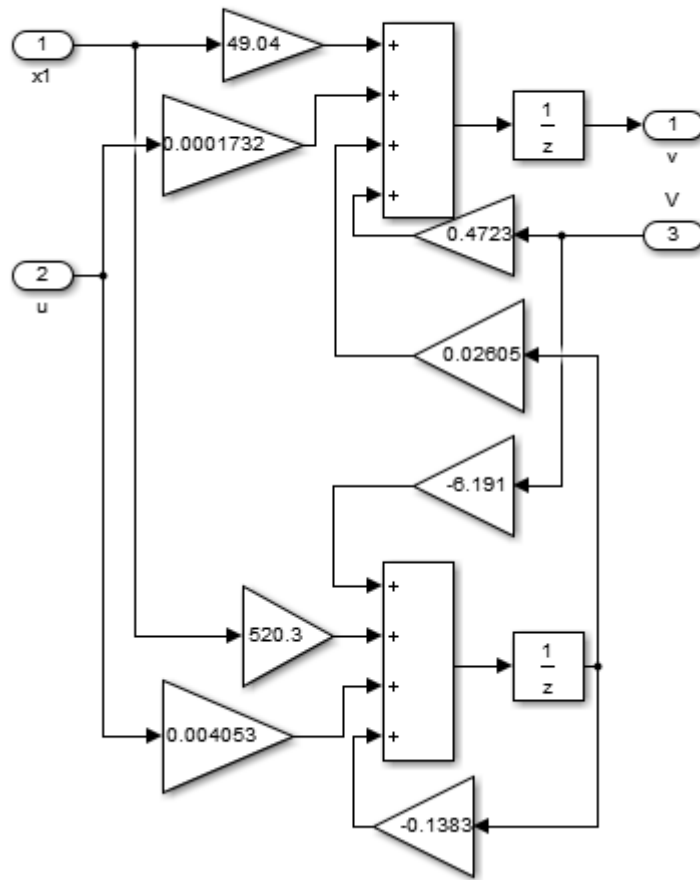


Слика 1. Дискретизовани модел вибрационог транспортера са електромагнетним актуатором



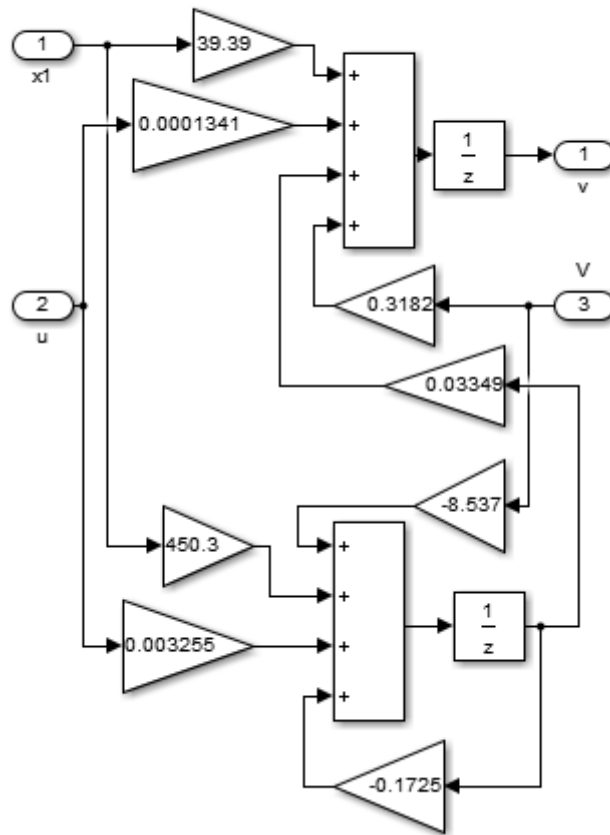
Слика 2. Дискретизовани модел процеса померања носача корита

КЛИЗАЊЕ И ОДБИЈАЊЕ $p \geq 0.3665 \text{ mm}$



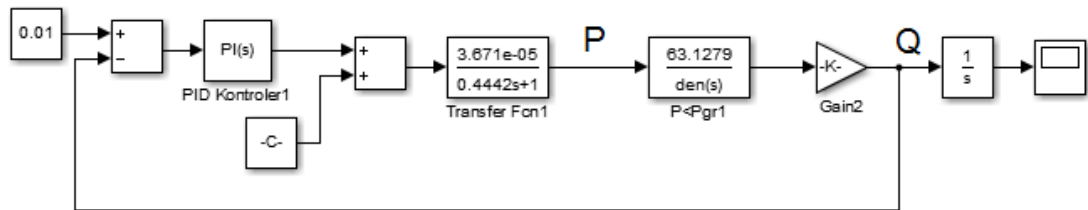
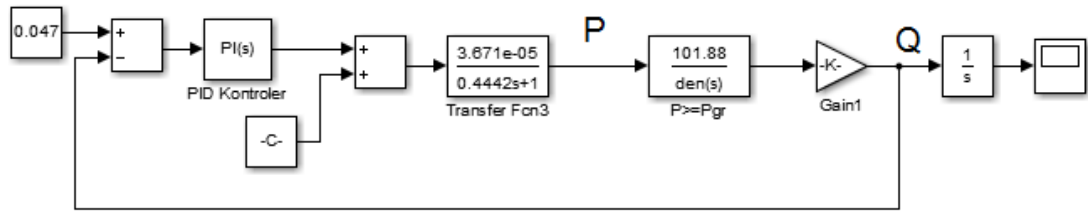
Слика 3. Дискретизовани модел процеса клизања и одбијања материјала који се транспортује, $p \geq 0.3665 \text{ mm}$

КЛИЗАЊЕ
 $p < 0.3665 \text{ mm}$

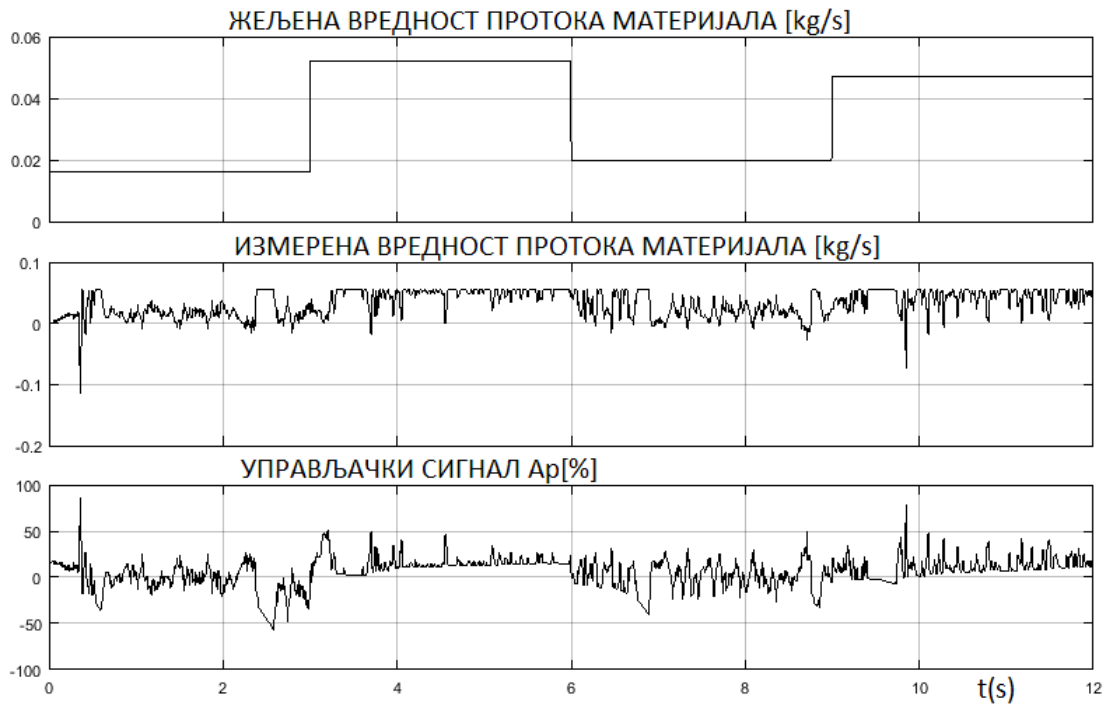


Слика 4. Дискретизовани модел процеса клизања материјала, $p < 0.3665 \text{ mm}$

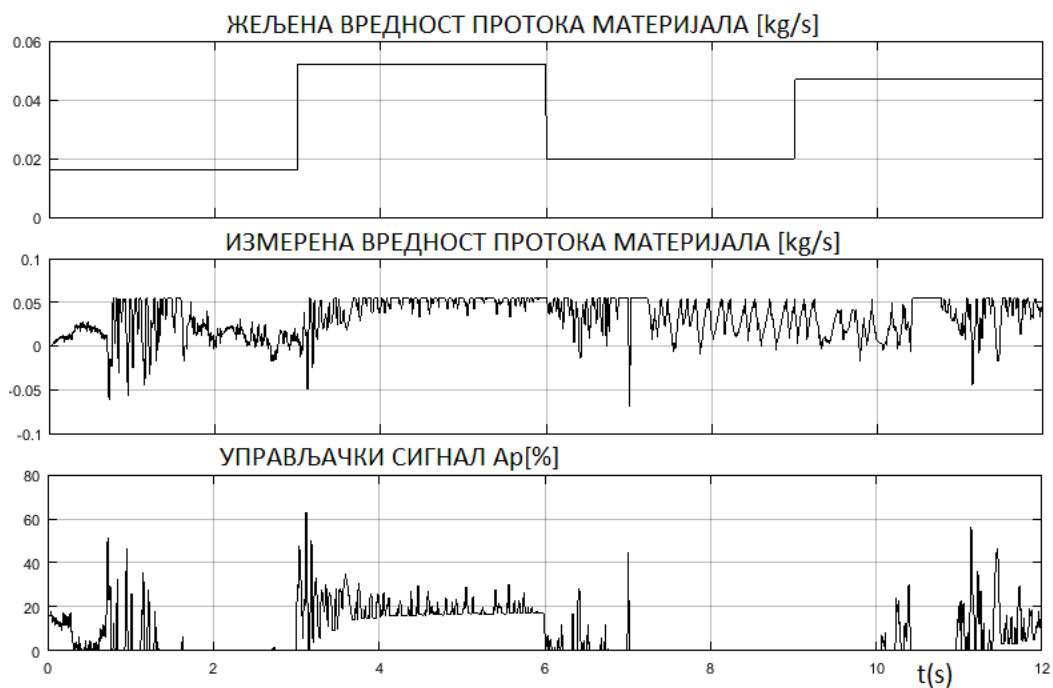
Прилог број 5 (Подешавање параметара ПИД контролера)



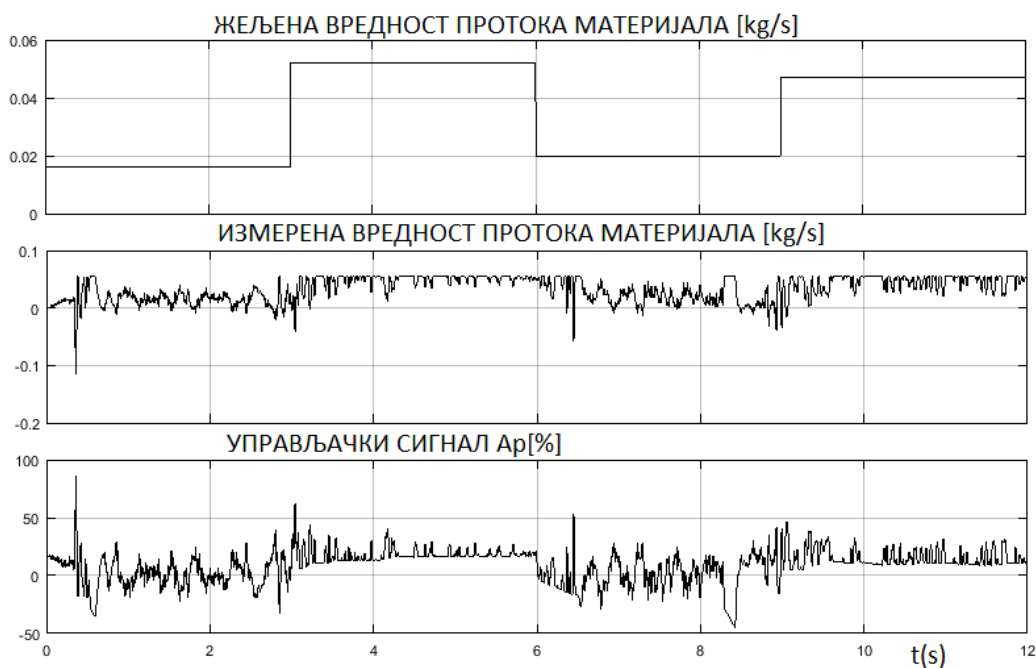
Слика 1. Подешавање параметара ПИД контролера



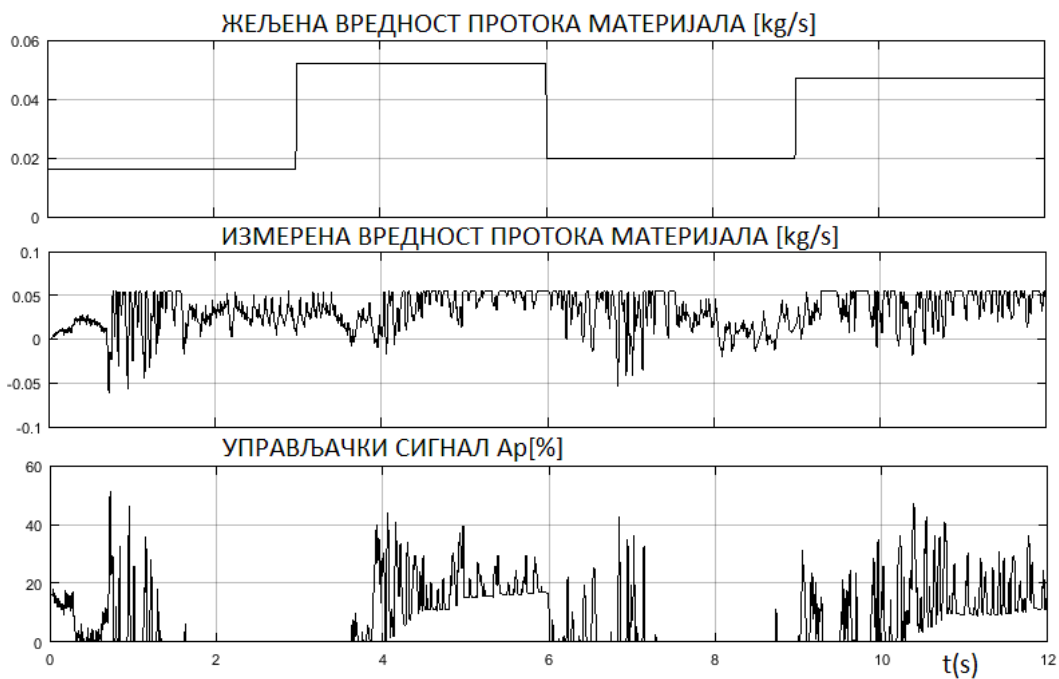
Слика 2. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала, за $T_s = 0.1$ s.



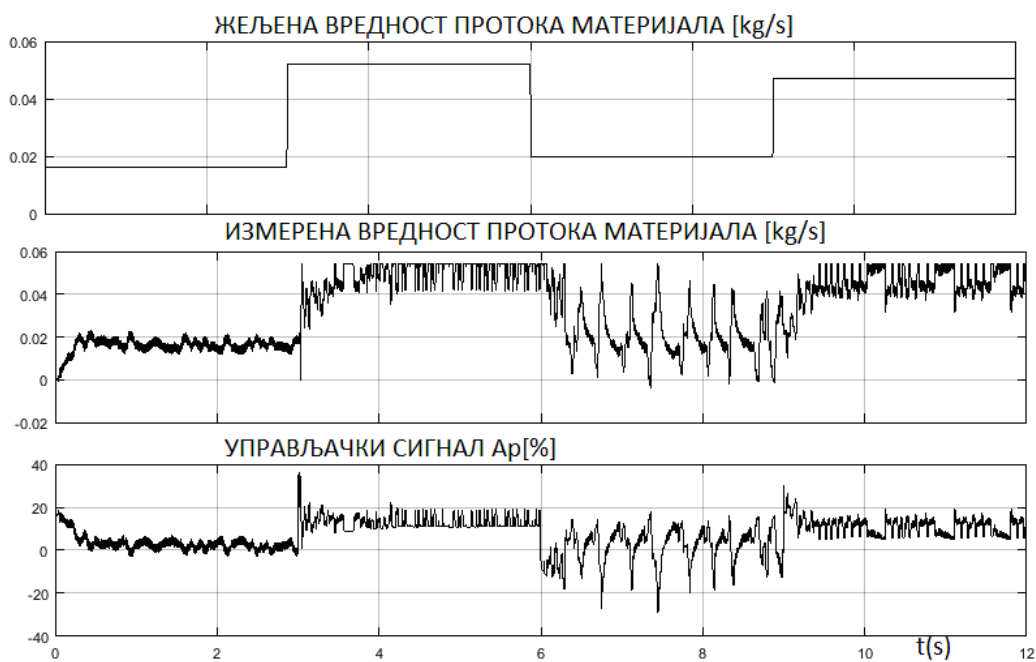
Слика 2.1. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала,
за $T_s = 0.1$ s ($A_p \geq 0$).



Слика 3. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала,
за $T_s = 0.01$ s.



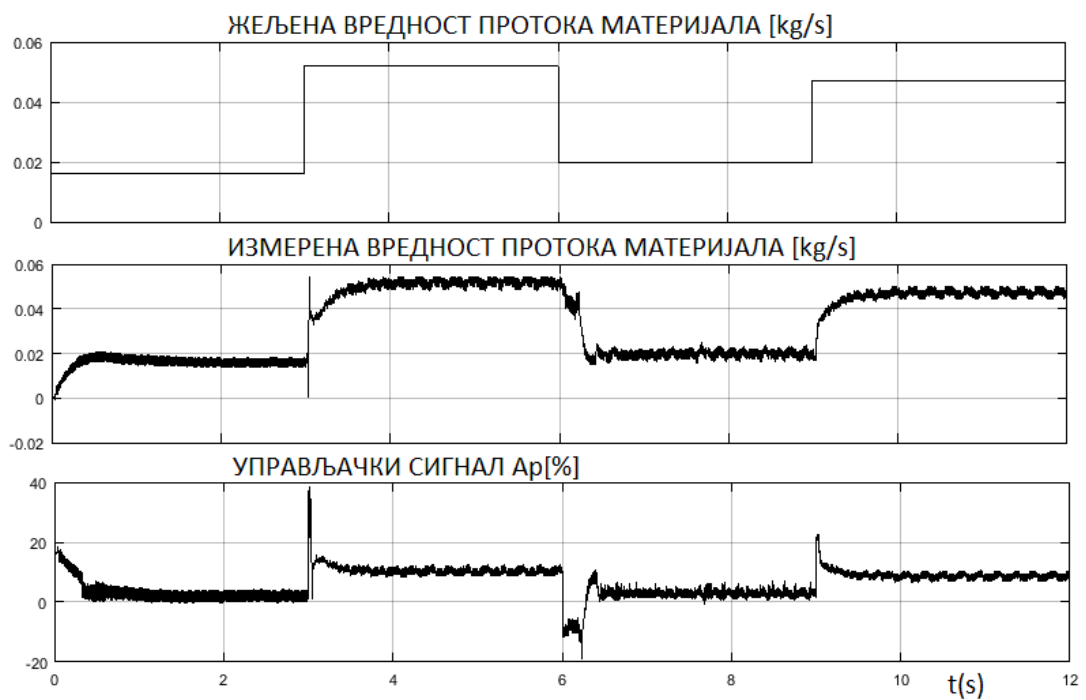
Слика 3.1. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала, за $T_s = 0.01$ s ($A \geq 0$).



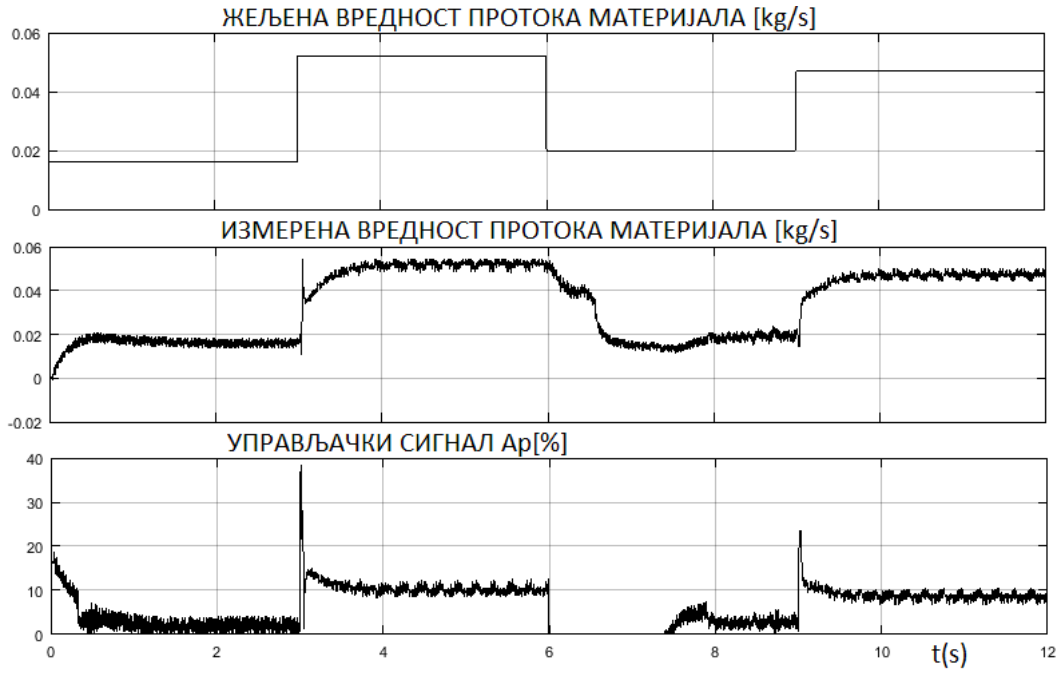
Слика 4. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала, за $T_s = 0.001$ s.



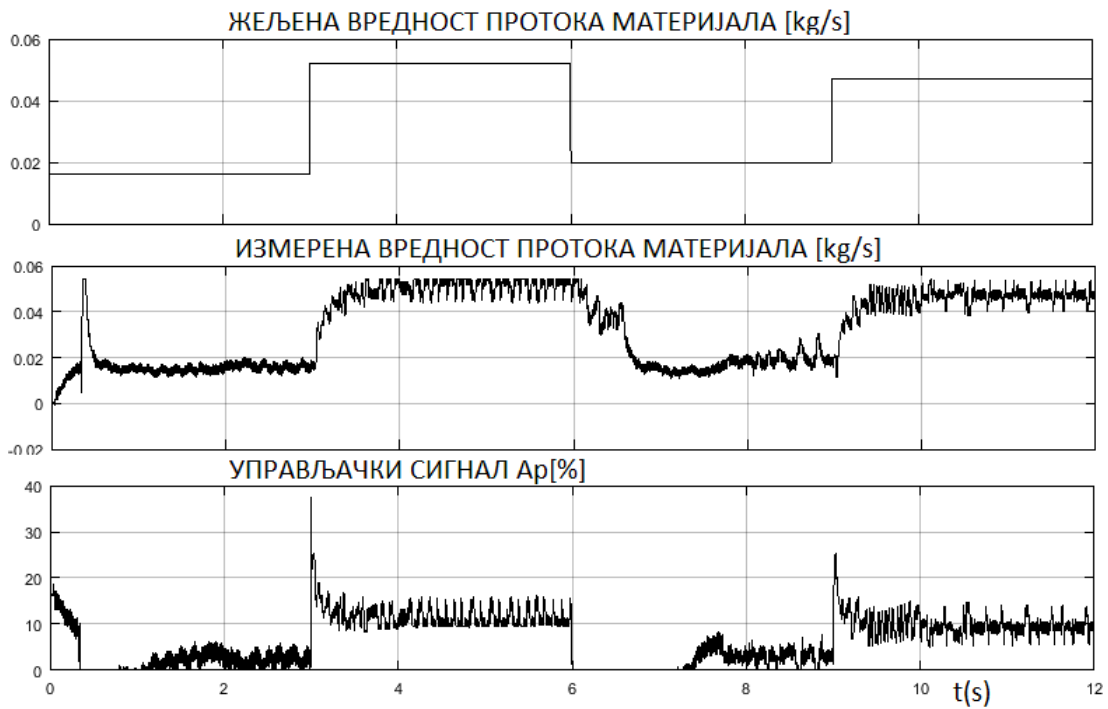
Слика 4.1. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала, за $T_s = 0.001$ s ($A \geq 0$).



Слика 5. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала, за $T_s = 0.0001$ s.

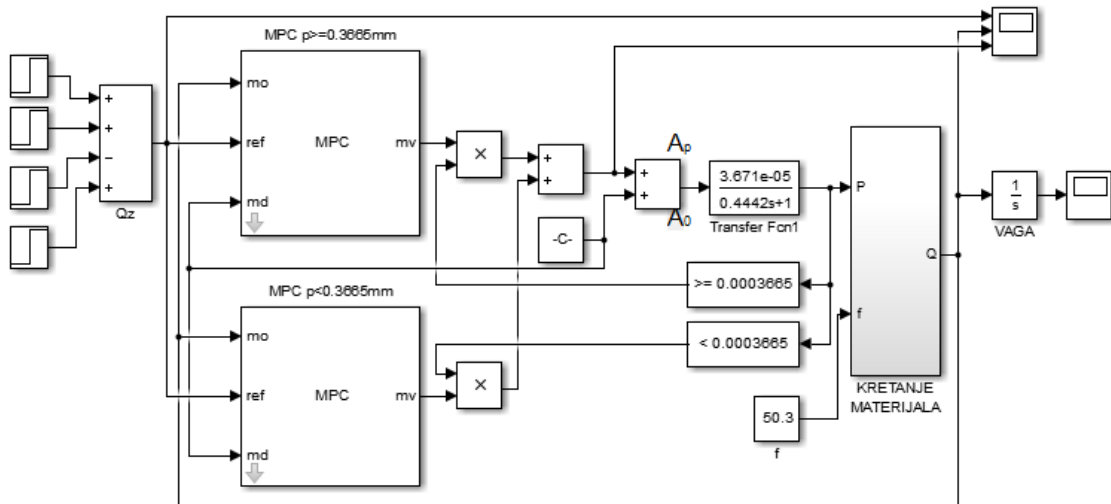


Слика 5. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала, за $T_s = 0.0001$ s ($A \geq 0$).

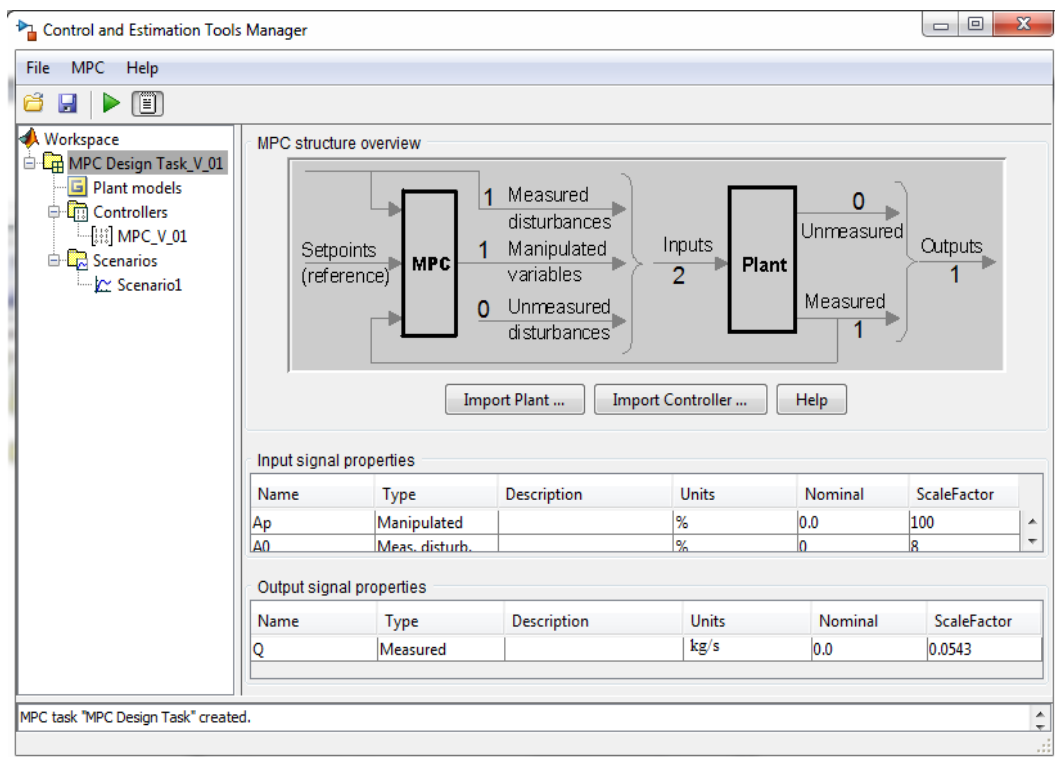


Слика 5. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала, за $T_s = 0.0005$ s ($A \geq 0$).

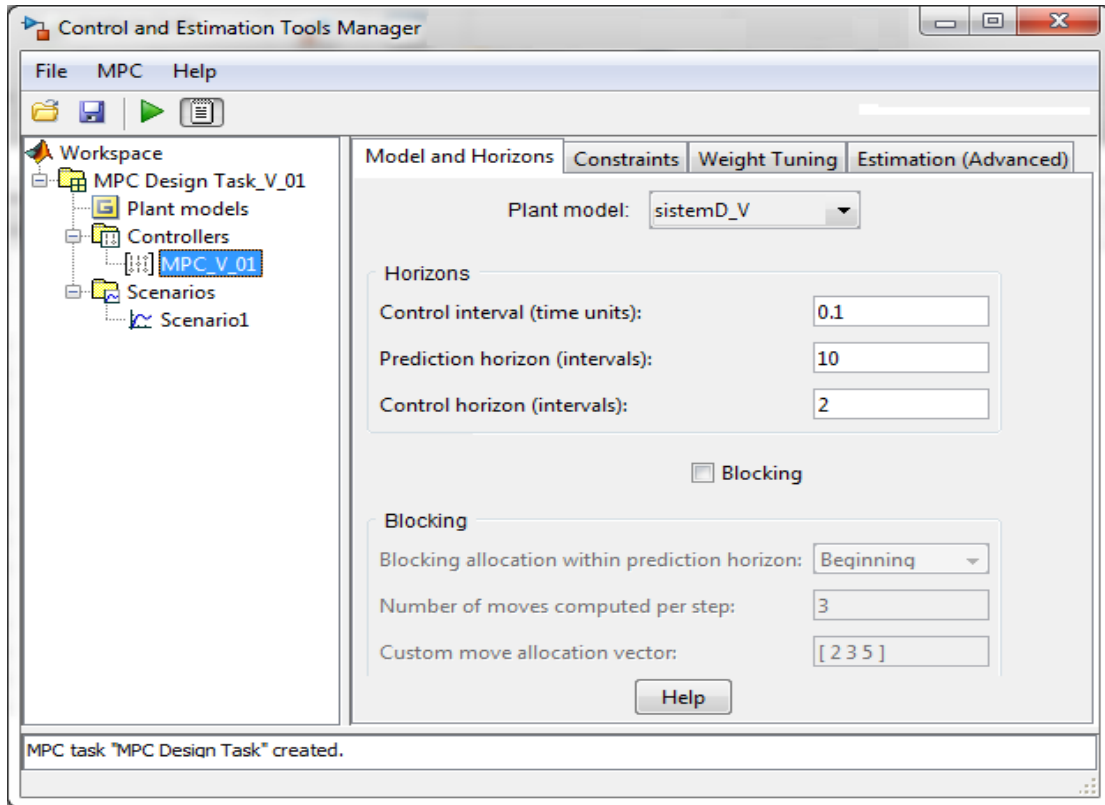
Прилог број 6 (Подешавање параметара МПЦ контролера)



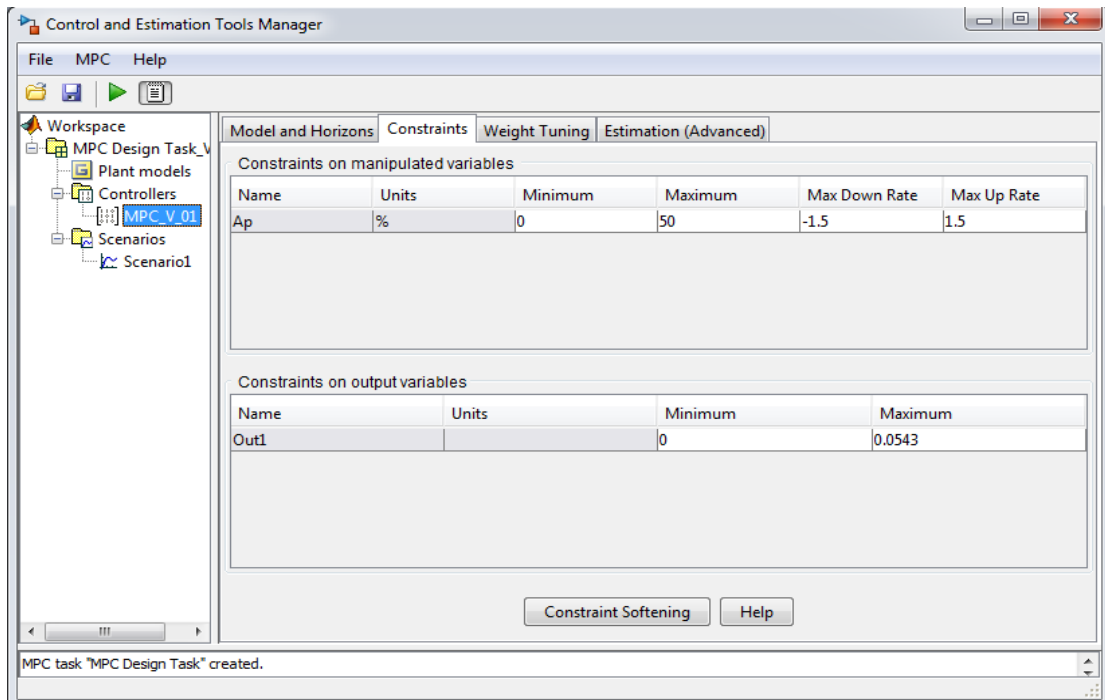
Слика 1. Блок дијаграм вибрационог транспортера са МПЦ контролерима



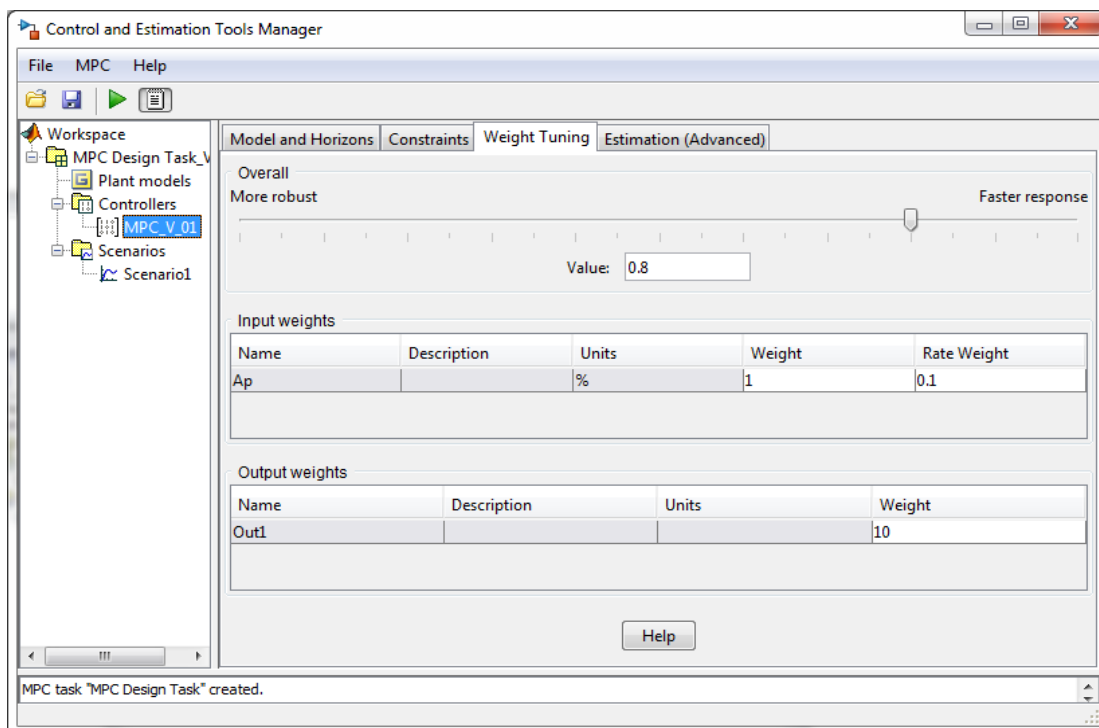
Слика 2. Избор врсте улазних и излазних сигнала за контролер MPC_V_01



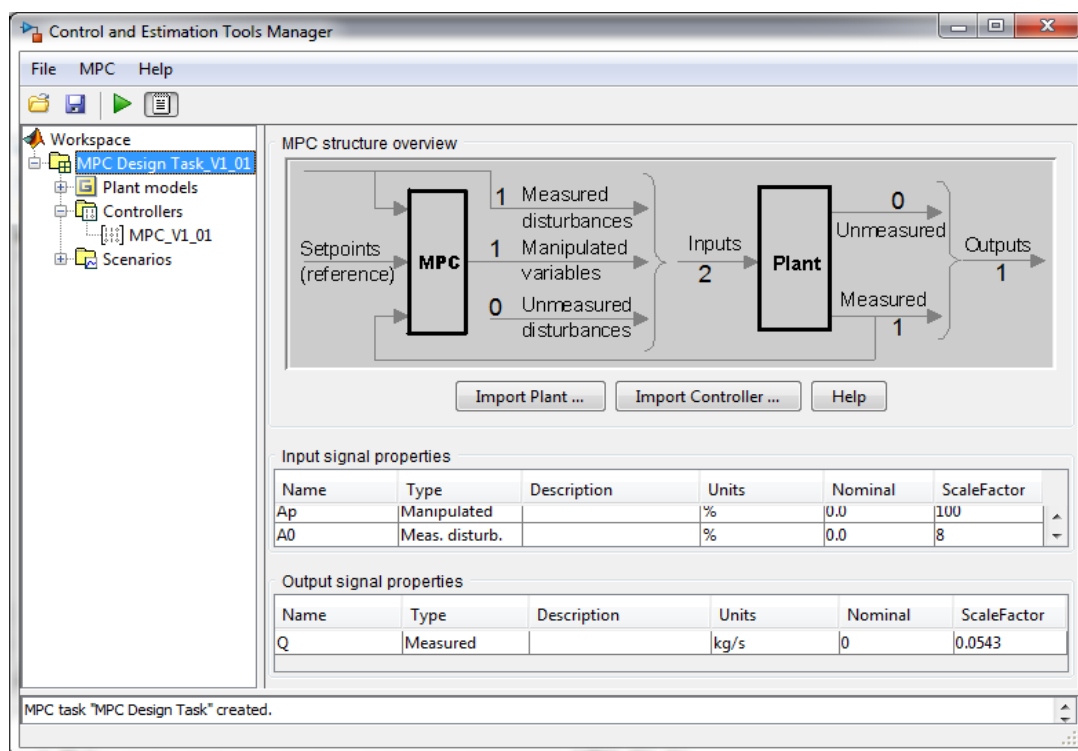
Слика 3. Избор модела и временских интервала за контролер MPC_V_01



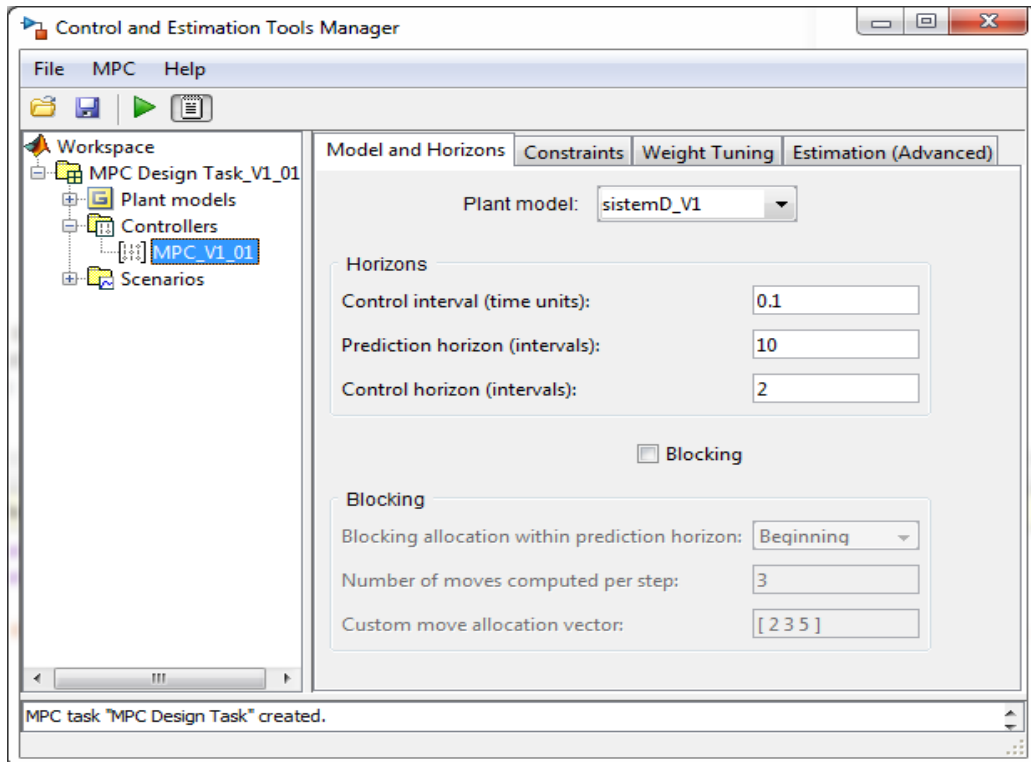
Слика 4. Подешавање ограничења за улазну и излазну величину за контролер MPC_V_01



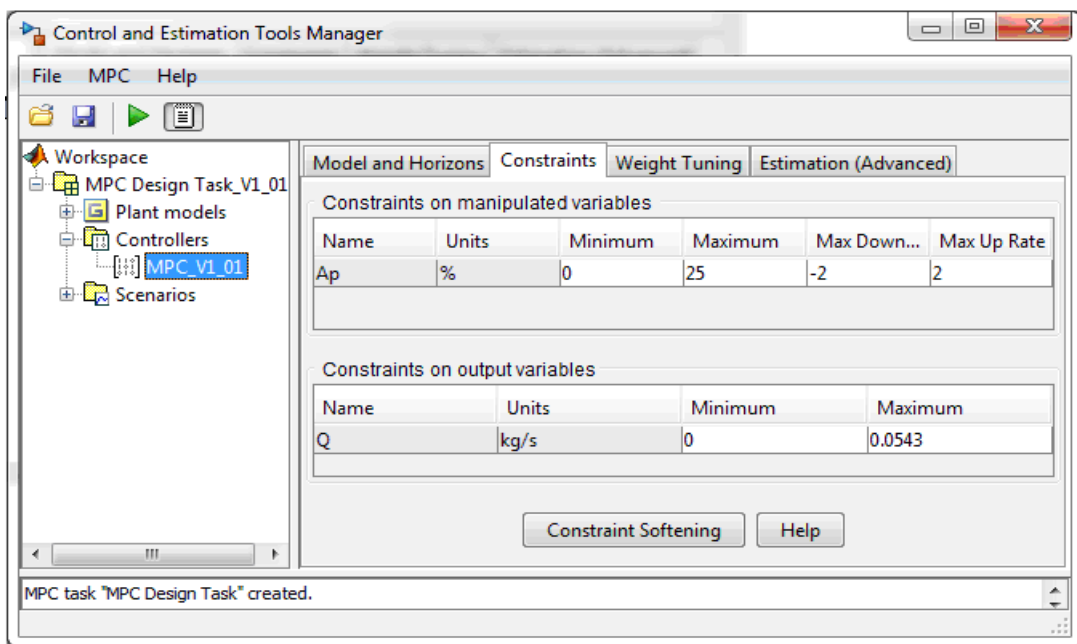
Слика 5. Подешавање тежинских коефицијената за контролер MPC_V_01



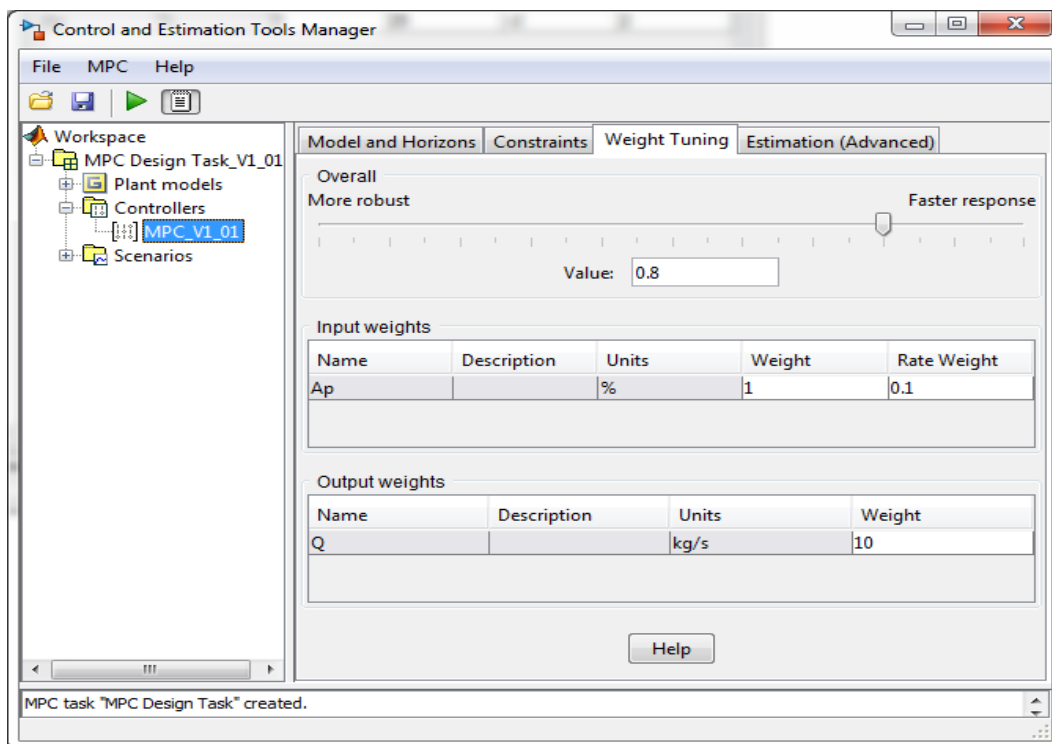
Слика 6. Избор врсте улазних и излазних сигнала за контролер MPC_V1_01



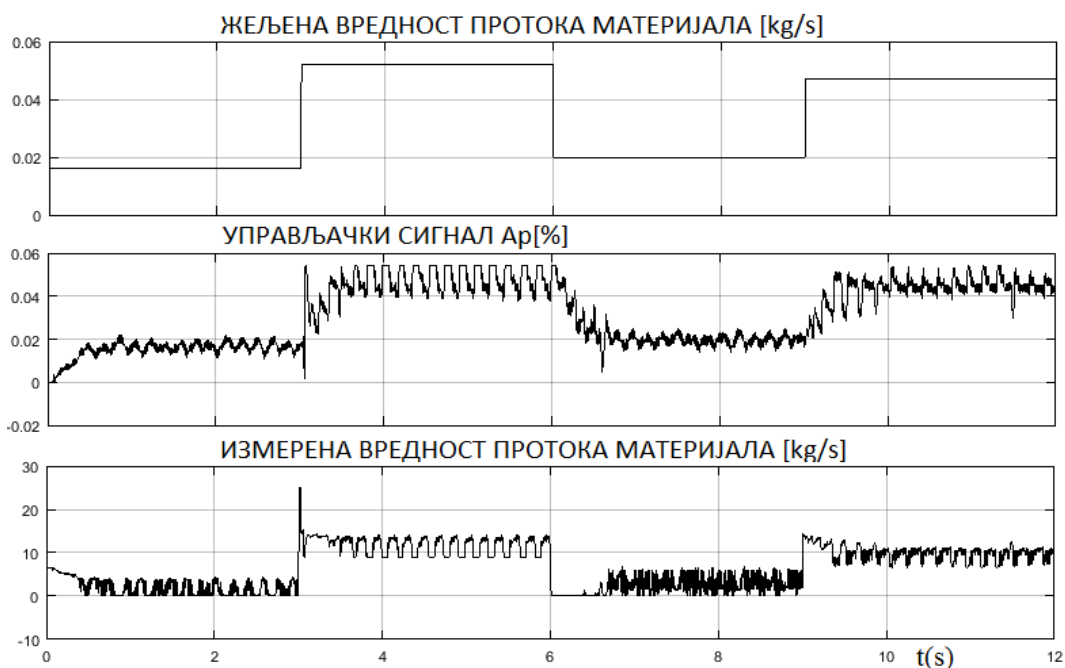
Слика 7. Избор модела и временских интервала за контролер MPC_V1_01



Слика 8. Подешавање ограничења за улазну и излазну величину за контролер MPC_V1_01



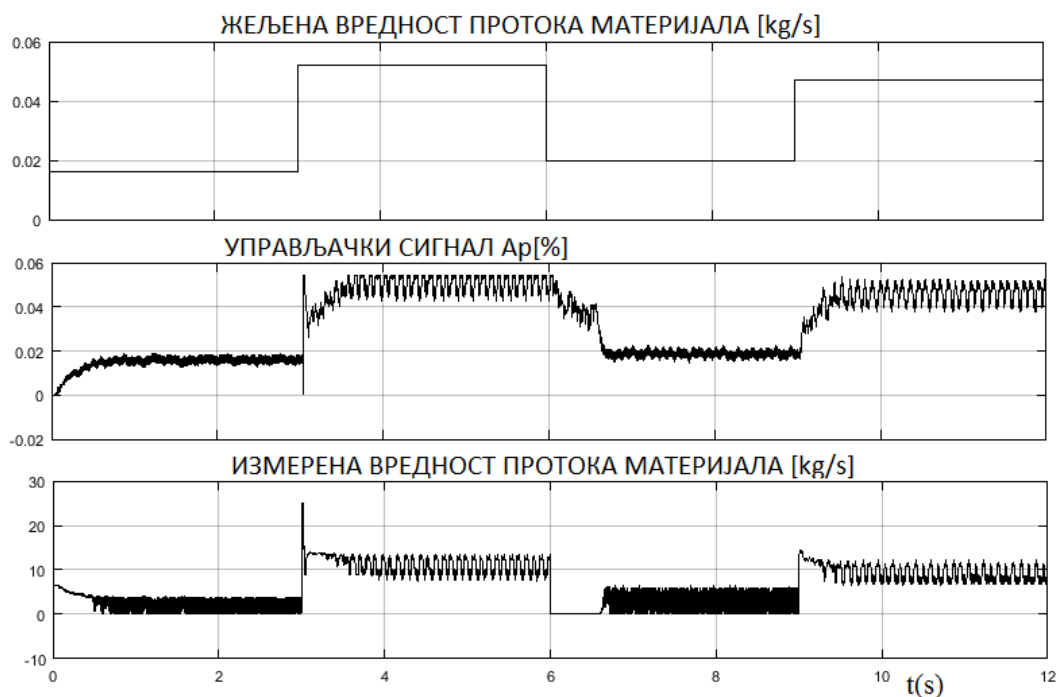
Слика 9. Подешавање тежинских коефицијената за контролер MPC_V1_01



Слика 10. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала. Период одабирања $T_s = 1$ ms. МПЦ контролер наслеђује период одабирања.



Слика 11. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала. Период одабирања $T_s = 1 \text{ ms}$. Период одабирања МПЦ контролера $T = 0.1 \text{ s}$.



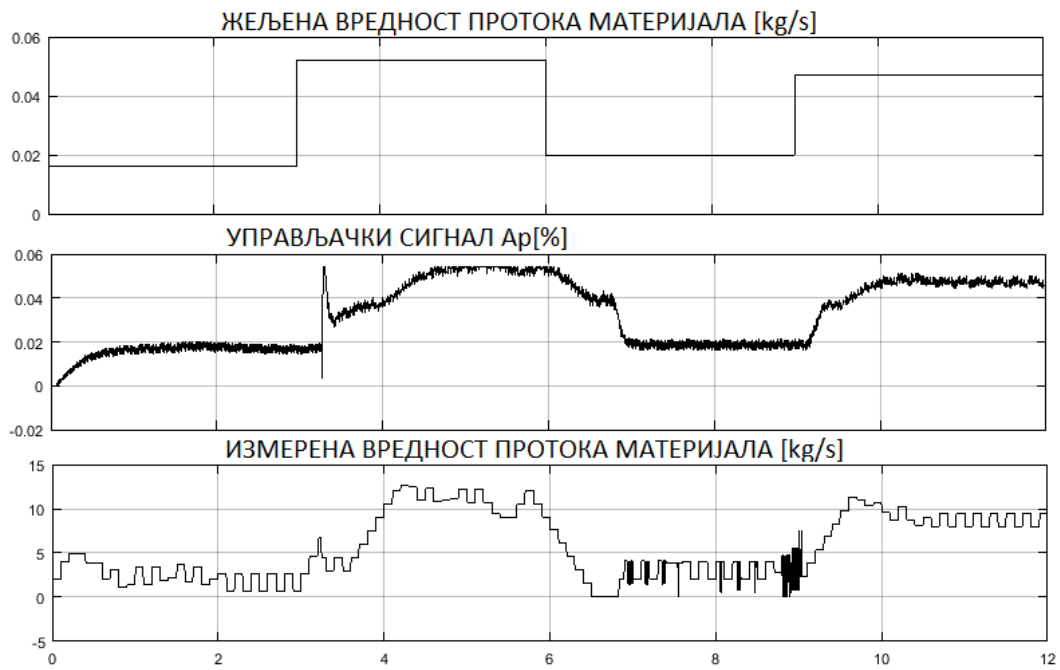
Слика 12. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала. Период одабирања $T_s = 500 \mu\text{s}$. МПЦ контролер наслеђује период одабирања.



Слика 13. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала. Период одабирања $T_s = 500 \mu s$. Период одабирања МПЦ контролера $T = 0.1 s$.

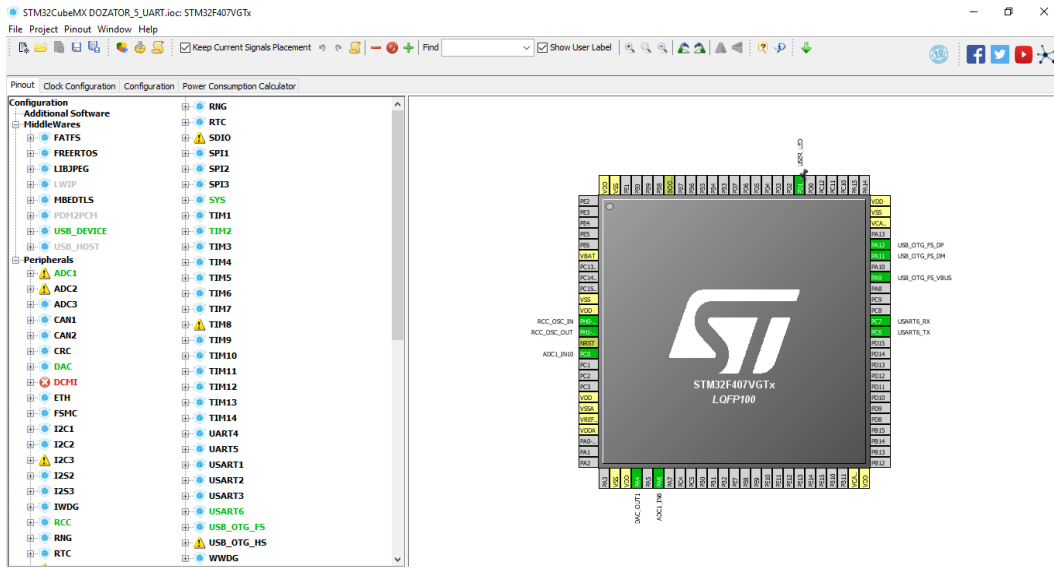


Слика 14. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала. Период одабирања $T_s = 100 \mu s$. МПЦ контролер наслеђује период одабирања.

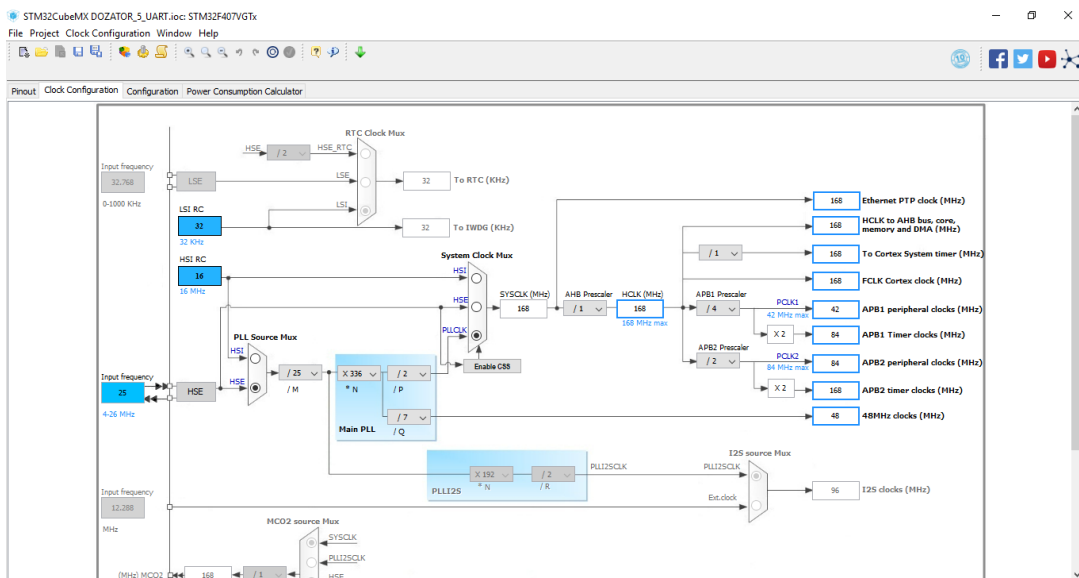


Слика 15. Одзив система на задату жељену вредност протока материјала. Период одабирања $T_s = 100 \mu\text{s}$. Период одабирања МПЦ контролера $T = 0.1 \text{ s}$.

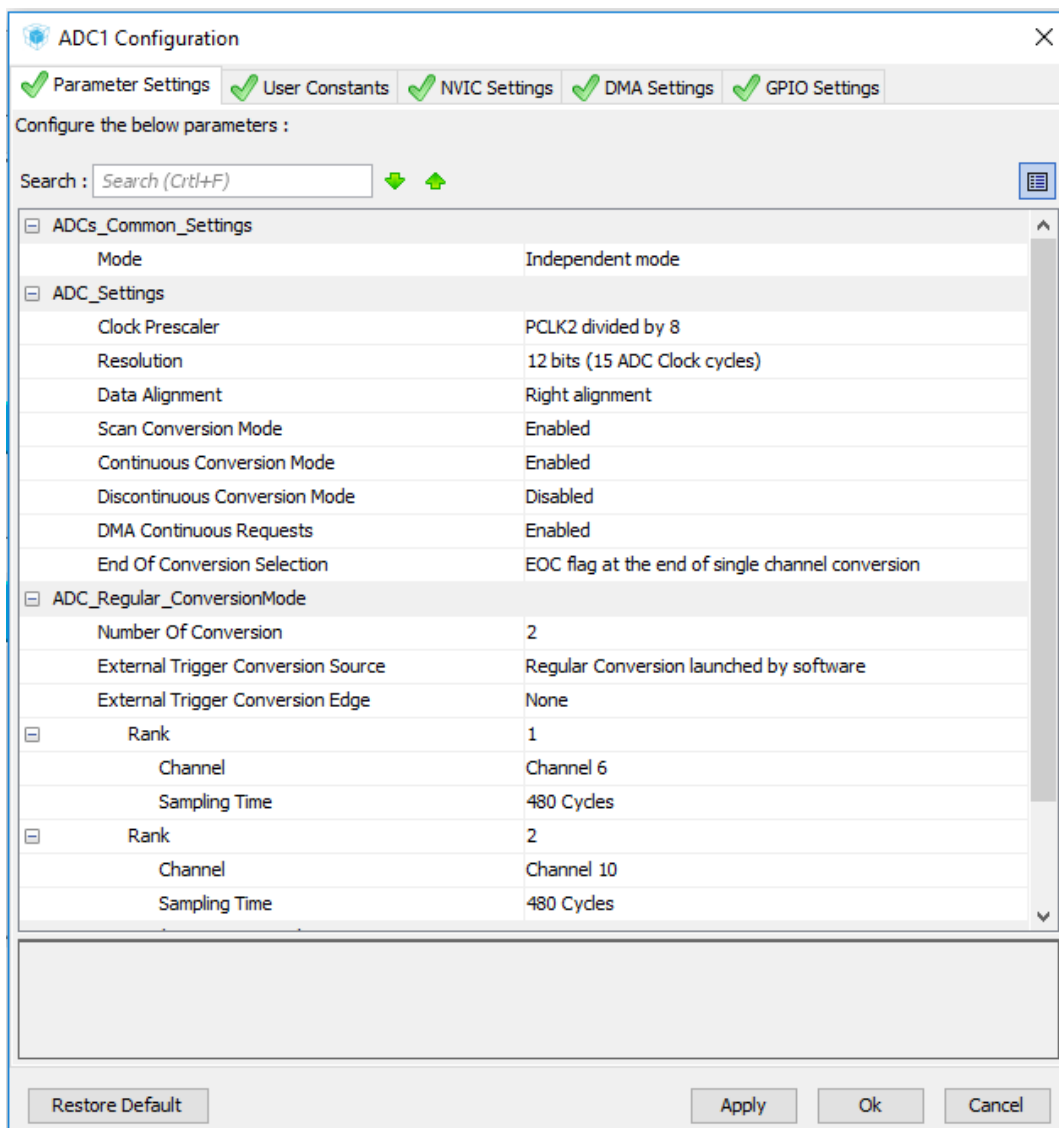
Прилог број 7 (Дигитална обрада сигнала)



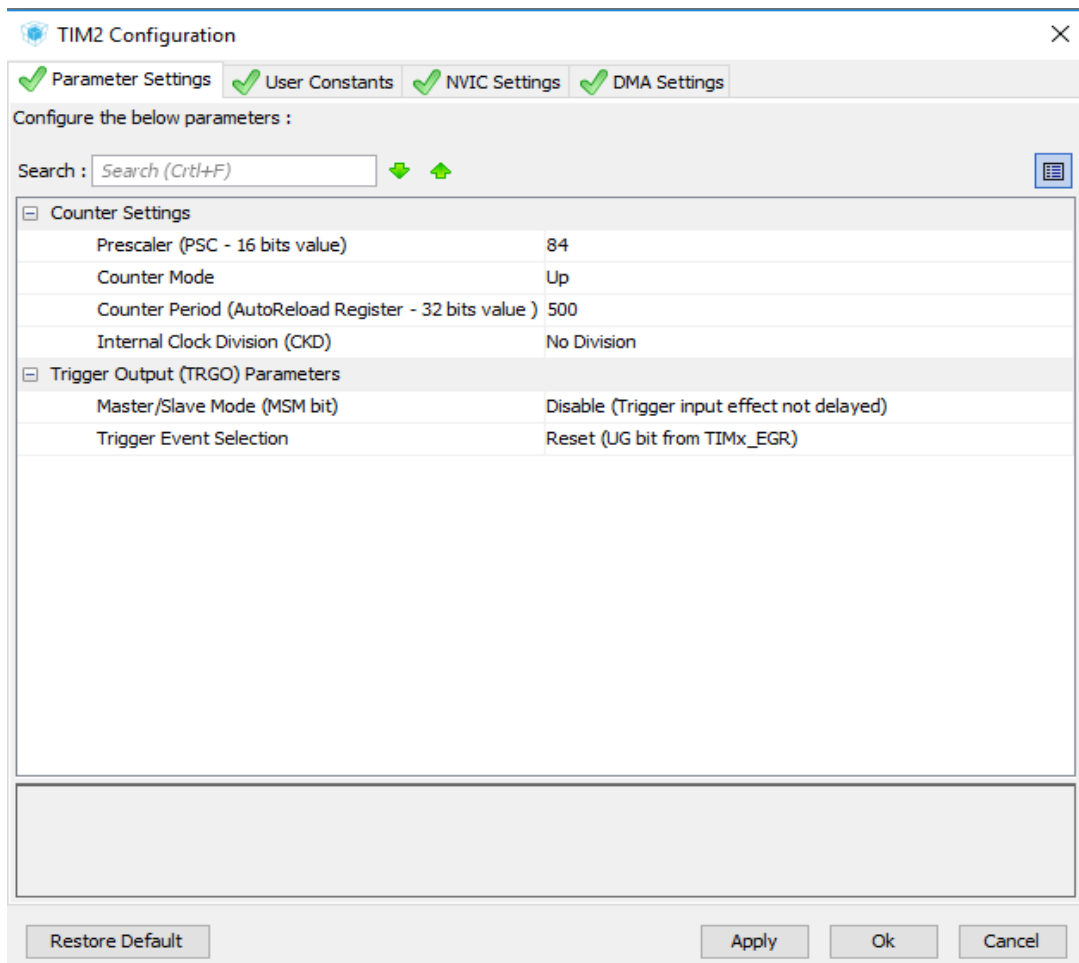
Слика 1. Постављање пинова микроконтролера за обраду сигнала.



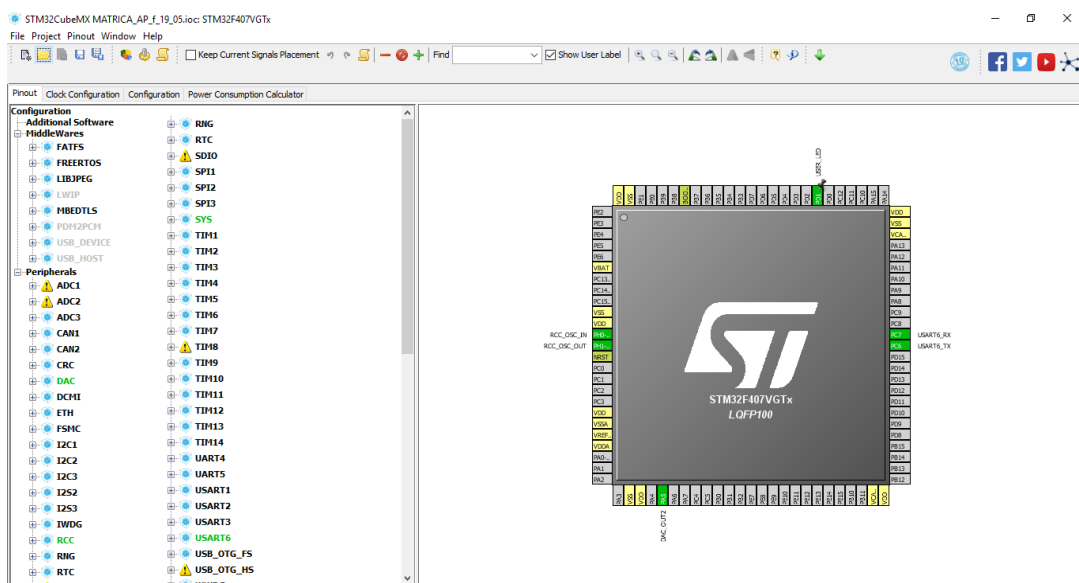
Слика 2. Постављање такта и учестаности периферије микроконтролера за обраду сигнала.



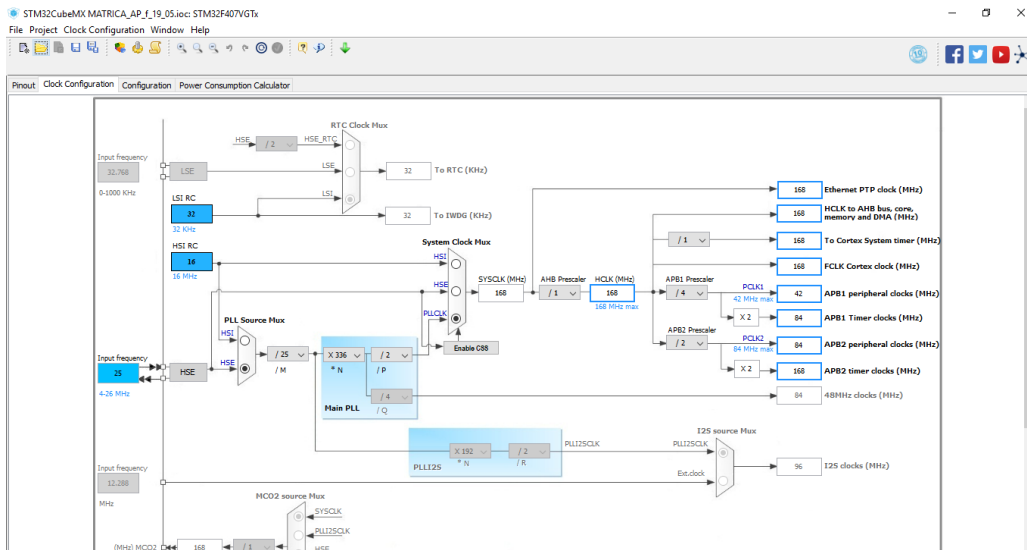
Слика 3. Постављање параметара АД конвертора микроконтролера за обраду сигнала.



Слика 4. Постављање параметара тајмера TIM2 микроконтролера за обраду сигнала.



Слика 5. Постављање пинова микроконтролера за генерисање управљачке променљиве.



Слика 6. Постављање такта и учестаности периферије микроконтролера за генерисање управљачке променљиве.

Прилог број 8 (Кориснички код за обраду сигнала)

```
#####  
main.c  
#####  
  
/* USER CODE BEGIN Includes */  
#include "usbd_cdc_if.h"  
#include <string.h>  
#include <stdio.h>  
#include <math.h>  
union Data  
{  
    uint32_t Signal_int;  
    float Signal_fpn;  
} data;  
/* USER CODE END Includes */  
  
/* USER CODE BEGIN PV */  
/* Private variables -----*/  
extern volatile char RxBuffer[];  
uint8_t trbuffer[2];  
uint8_t rxbuffer[64]; //prijemni signal  
/* USER CODE END PV */  
  
/* USER CODE BEGIN PFP */  
/* Private function prototypes -----*/  
extern float E, M;  
/* USER CODE END PFP */  
  
/* USER CODE BEGIN 0 */  
uint32_t buffer[2], SumaADC[2], A2, A_DAC;  
float adc[2], adcsr[2], A;  
unsigned char Rx_Data[4], Tx_Data[8];  
uint8_t *chptr;  
uint8_t d1, d2, d3, d4;  
int Iadc, I1, I2;  
void HAL_ADC_ConvHalfCpltCallback(ADC_HandleTypeDef* hadc)  
{  
    I1++;  
    if (I1>=I2)  
    {  
        for(int i=0;i<2;i++)  
        {  
            adc[i]=buffer[i];  
        }  
    }  
    I1=0;  
}
```

```

    }
}
/* USER CODE END 0 */
/* USER CODE BEGIN 2 */
HAL_ADC_Start_DMA(&hadc1, buffer, 2);
HAL_TIM_Base_Start_IT(&htim2);
HAL_DAC_Start(&hdac, DAC1_CHANNEL_1);
/* USER CODE END 2 */

/* USER CODE BEGIN 3 */
// PRIJEM UPRAVLJACKOG SIGNALA I POSTAVLJANJE DAC
HAL_UART_Receive(&huart6,Rx_Data,4,1);
d1=Rx_Data[0];
d2=Rx_Data[1];
d3=Rx_Data[2];
d4=Rx_Data[3];
A2=Rx_Data[3];
A2=((((A2<<8)+Rx_Data[2])<<8)+Rx_Data[1])<<8)+Rx_Data[0];
data.Signal_int =A2;
A=data.Signal_fpn;
A_DAC=4096*A/3.2;
HAL_DAC_SetValue(&hdac, DAC1_CHANNEL_1, DAC_ALIGN_12B_R,
A_DAC);
DAC->SWTRIGR=DAC_SWTRIGR_SWTRIG1;
//SALNJE ENVELOPE I MASE PREMA MPC KONTROLERU
chptr = (unsigned char *) &E;
Tx_Data[0]=*chptr++;
Tx_Data[1]=*chptr++;
Tx_Data[2]=*chptr++;
Tx_Data[3]=*chptr;
chptr = (unsigned char *) &M;
Tx_Data[4]=*chptr++;
Tx_Data[5]=*chptr++;
Tx_Data[6]=*chptr++;
Tx_Data[7]=*chptr;
HAL_UART_Transmit(&huart6,Tx_Data, sizeof(Tx_Data),1);
}
/* USER CODE END 3 */

#####
#####
stm32f4xx_it.c
#####
#####

/* USER CODE BEGIN 0 */
extern float adc[2];
float Mv,M, dp, P,V;

```

```

int Ifil, S, i, Isr, IsrN=39, Imsr, ImsrN=60;
float delta, dp_staro, SumP, P, Psr, E, Q, V_staro, M_staro, Ks=1.43;
float Ka=0.732421875, Msr, SumMv;
#include "dataAcq.h"
/* USER CODE END 0 */

void TIM2_IRQHandler(void)
{
/* USER CODE BEGIN TIM2_IRQn 0 */

/* USER CODE END TIM2_IRQn 0 */
HAL_TIM_IRQHandler(&htim2);
/* USER CODE BEGIN TIM2_IRQn 1 */
DumpTrace();
Mv=adc[0]*Ka;
P=1e-03*adc[1]*Ka*3/Ks; // polozaj korita u odnosu na senzor u milimetrima
// ADC srednja vrednost
Isr++;
SumP+=P;
if (Isr==IsrN)
{
Psr=SumP/IsrN;
SumP=0;
Isr=0;
}
// srednja vrednost tezine
Imsr++;
SumMv+=Mv;
if (Imsr==ImsrN)
{
Msr=SumMv/ImsrN;
M=(Msr-535)/428.072;//izmerena odvaga u kilogramima
if (M<0) M=0;
//proracun protoka materijala
//Q=(M-M_staro)*2000/ImsrN;//Period odabiranja je 500us
//V=Q/0.784;
//dV=(V-V_staro)*2000/ImsrN;
//M_staro=M;
SumMv=0;
Imsr=0;
}
dp=P-Psr;//relativni pomeraj korita u pravcu kretawa materijala kroz korito
if (dp<0) dp=0;
//proracun anvelope signala
delta = dp - dp_staro;//racuna ppromjenu polozaja korita
if (delta<0)// Ako dp opada <=
{
if (S==1) //a pre toga je raslo

```

```

    {
        E=dp_staro;// prethodno dp je envelope.
        i=1;// Prosao je prvi maksimum
    }
    if(i==0) // Ako nije prosao prvi maksimum,
        {
            // envelope prati dp.
            E=dp_staro;
        }
    S=0;// Nosi informaciju o smeru prethodnog dp.
    }
    if (delta>0) //dp raste, envelope se ne menja.
        {
            if(i==0) //Ako nije prosao prvi maksimum,
                {
                    // envelope prati dp.
                    E=dp_staro;
                }
            S=1; //Nosi informaciju o smeru prethodnog dp.
        }
    dp_staro=dp; // Osvezavanje vrednosti prethodnog dp.
    Ifil=0; // Brojac odabiraka se postavlja na nulu.
    HAL_GPIO_TogglePin(USER_LED_GPIO_Port, USER_LED_Pin);
    /* USER CODE END TIM2_IRQn 1 */
}

```

Прилог број 9 (Кориснички код за генерисање управљачке променљиве)

```
#####  
main.c  
#####  
  
/* USER CODE BEGIN Includes */  
#include "arm_math.h"  
#include "dataAcq.h"  
union Data  
{  
uint32_t Signal_int;  
float Signal_fpn;  
} data;  
/* USER CODE END Includes */  
  
/* USER CODE BEGIN PV */  
/* Private variables -----*/  
const uint16_t Hp=10, Hc=2;  
const float32_t L_f32[Hp*Hc] =  
{  
0.0123762502061989, 0,  
0.0206847386499110, 0.0123762502061989,  
0.0262624361810035, 0.0206847386499110,  
0.0300068850009209, 0.0262624361810035,  
0.0325206277929641, 0.0300068850009209,  
0.0342081666347123, 0.0325206277929641,  
0.0353410539577205, 0.0342081666347123,  
0.0361015897479979, 0.0353410539577205,  
0.0366121565771482, 0.0361015897479979,  
0.0369549129475400, 0.0366121565771482  
};  
const float32_t LT_f32[Hc*Hp] =  
{  
0.0123762502061989, 0.0206847386499110, 0.0262624361810035,  
  
0.0300068850009209, 0.0325206277929641, 0.0342081666347123,  
  
0.0353410539577205, 0.0361015897479979, 0.0366121565771482,  
  
0.0369549129475400, 0, 0.0123762502061989,  
0.0206847386499110, 0.0262624361810035, 0.0300068850009209,  
  
0.0325206277929641, 0.0342081666347123, 0.0353410539577205,  
  
0.0361015897479979, 0.0366121565771482  
};  
const float32_t LTL_f32[Hc*Hc] =  
{
```

```

0.00965737905772322, 0.00883517583471438,
0.00883517583471438, 0.00829171346676296
};
const float32_t I_Hc_f32[Hc*Hc] =
{
1, 0,
0, 1
};
const float32_t F_f32[Hp] =
{
0.671325183741896,
1.12200268606799,
1.42455384312539,
1.62766405422827,
1.76401705401677,
1.85555425665354,
1.91700548603290,
1.95825924388715,
1.98595393045871,
2.00454607101003
};
float32_t lambda=0.1;
float32_t W_f32[Hp];
float32_t f_f32[Hp];
float32_t y_f32[Hp];
float32_t F_dx_f32[Hp];
float32_t W_f_f32[Hp];
float32_t X_f32[1];
float32_t dU_f32[Hp];
float32_t LTL_LAMBDA_f32[Hc*Hc];
float32_t INV_LTL_LAMBDA_f32[Hc*Hc];
float32_t L_KAPA_f32[Hc*Hp];
float32_t LAMBDA_I_f32[Hc*Hc];
float32_t w,wA,w0,ucestanost, x1, dx, x2, x3, odvaga;
float32_t u, u_staro, Ap, odvaga_staro, x1_staro, x2_staro, U2;
unsigned char Rx_Data[8], Tx_Data[4];
uint8_t *chptr;
float32_t d1, d2, d3, d4, d5, d6, d7, d8;
uint32_t Data_Rx;
/* USER CODE END PV */

/* USER CODE BEGIN 1 */
arm_matrix_instance_f32 L;
arm_matrix_instance_f32 LTL;
arm_matrix_instance_f32 LT;
arm_matrix_instance_f32 L_KAPA;
arm_matrix_instance_f32 I_Hc;
arm_matrix_instance_f32 W;

```

```

arm_matrix_instance_f32 f;
arm_matrix_instance_f32 y;
arm_matrix_instance_f32 F;
arm_matrix_instance_f32 F_dx;
arm_matrix_instance_f32 W_f;
arm_matrix_instance_f32 X;
arm_matrix_instance_f32 dU;
arm_matrix_instance_f32 LTL_LAMBDA;
arm_matrix_instance_f32 INV_LTL_LAMBDA;
arm_matrix_instance_f32 LAMBDA_I;
uint16_t srcRows, srcColumns; /* Temporary variables */
arm_status status;
//XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
srcRows = Hp;
srcColumns = Hc;
arm_mat_init_f32(&L, srcRows, srcColumns, (float32_t *)L_f32);
//XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
srcRows = Hc;
srcColumns = Hc;
arm_mat_init_f32(&LTL, srcRows, srcColumns, (float32_t *)LTL_f32);
//XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
srcRows = Hc;
srcColumns = Hp;
arm_mat_init_f32(&LT, srcRows, srcColumns, (float32_t *)LT_f32);
//XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
srcRows = Hc;
srcColumns = Hc;
arm_mat_init_f32(&I_Hc, srcRows, srcColumns, (float32_t *)I_Hc_f32);
//XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
srcRows = Hp;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&W, srcRows, srcColumns, (float32_t *)W_f32);
//XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
srcRows = Hp;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&f, srcRows, srcColumns, (float32_t *)f_f32);
//xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
srcRows = Hp;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&F, srcRows, srcColumns, (float32_t *)F_f32);
//xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
srcRows = Hp;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&y, srcRows, srcColumns, (float32_t *)y_f32);
//xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
srcRows = Hp;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&F_dx, srcRows, srcColumns, (float32_t *)F_dx_f32);

```



```

//wwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwww
srcRows = Hp;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&W_f, srcRows, srcColumns, (float32_t *)W_f_f32);
//wwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwwww
srcRows = 1;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&X, srcRows, srcColumns, (float32_t *)X_f32);
//WWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWW
srcRows = Hc;
srcColumns = 1;
arm_mat_init_f32(&dU, srcRows, srcColumns, (float32_t *)dU_f32);
//WWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWW
srcRows = Hc;
srcColumns = Hc;
arm_mat_init_f32(&LTL_LAMBDA,srcRows,      srcColumns,      (float32_t
*)LTL_LAMBDA_f32);
//WWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWW
srcRows = Hc;
srcColumns = Hc;
arm_mat_init_f32(&INV_LTL_LAMBDA,srcRows,srcColumns,
(float32_t*)INV_LTL_LAMBDA_f32);
//WWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWW
srcRows = Hc;
srcColumns = Hp;
arm_mat_init_f32(&L_KAPA, srcRows, srcColumns, (float32_t *)L_KAPA_f32);
//WWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWWW
srcRows = Hc;
srcColumns = Hc;
arm_mat_init_f32(&LAMBDA_I,      srcRows,      srcColumns,      (float32_t
*)LAMBDA_I_f32);
/* USER CODE END 1 */

/* USER CODE BEGIN 3 */
// PRIJEM SIGNALA KOJI SADRZI ENVELOPU I ODVAGU
//izdvajanje signala envelope
DumpTrace();
w=w0+wA*sin(2*3.14*ucestanost*HAL_GetTick()/1000);
HAL_UART_Receive(&huart6, Rx_Data, 8,1);
Data_Rx=Rx_Data[4];
Data_Rx((((Data_Rx<<8)+Rx_Data[3])<<8)+Rx_Data[2])<<8)+Rx_Data[1];
data.Signal_int =Data_Rx;
x1=data.Signal_fpn; // envelope signala pomeraja korita
//x1=x1-U2;
if (x1<0) x1=0;
dx=x1-x1_staro;
// izdvajanje signala odvage
Data_Rx=Rx_Data[0];

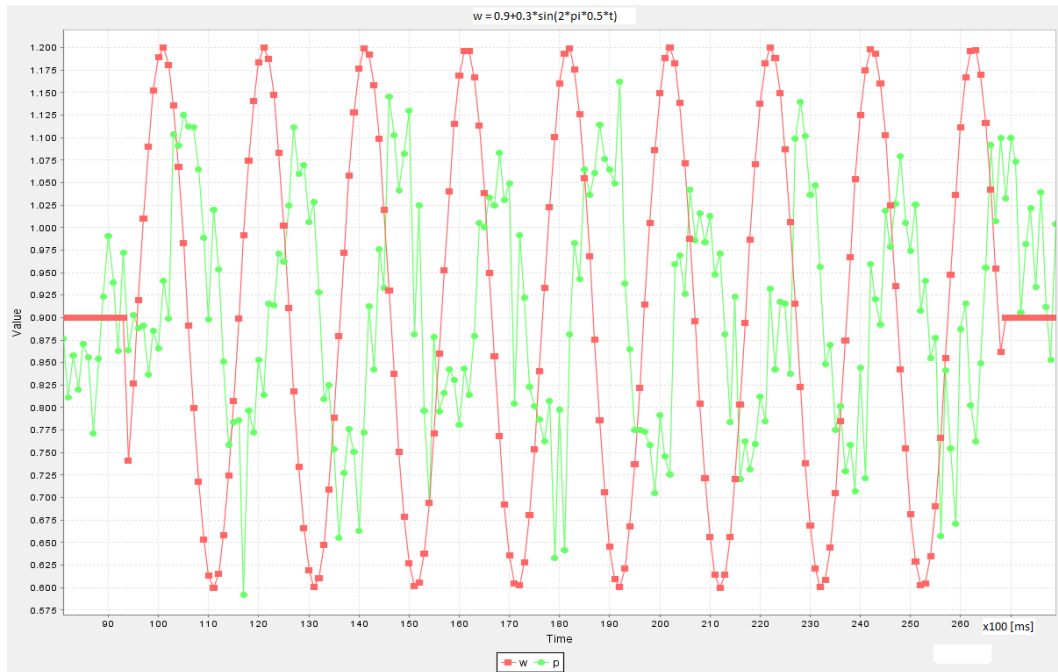
```

```

Data_Rx((((Data_Rx<<8)+Rx_Data[7])<<8)+Rx_Data[6])<<8)+Rx_Data[5];
data.Signal_int =Data_Rx;
odvaga=data.Signal_fpn;
x2=(odvaga-odvaga_staro)/0.0784; //Q/arov brzina materijala
x3=(x2-x2_staro)/0.1; // ubrzanje materijala
odvaga_staro=odvaga;
x2_staro=x2;
//formiranje referentnog signala
for(int i=0; i<=Hp-1; i++)
{
W_f32[i]=w;
y_f32[i]=x1;
};
// matrica stanja
X_f32[0]=x1;
// formiranje i minimizacija krietijumske funkcije
status = arm_mat_scale_f32(&F, dx, &F_dx);
status = arm_mat_add_f32(&y, &F_dx, &f);
status = arm_mat_sub_f32(&W, &f, &W_f);
status = arm_mat_scale_f32(&I_Hc, lambda, &LAMBDA_I);
status = arm_mat_add_f32(&LTL, &LAMBDA_I, &LTL_LAMBDA);
status = arm_mat_inverse_f32(&LTL_LAMBDA, &INV_LTL_LAMBDA);
status = arm_mat_mult_f32(&INV_LTL_LAMBDA, &LT, &L_KAPA);
status = arm_mat_mult_f32(&L_KAPA, &W_f, &dU);
//generisanje upravljackog signala
u=u_staro+dU_f32[0];
if (u>31) u=31;
if (u<0) u=0;
Ap=u/10; //dodaje se ofset
u_staro=u;
//slanje upravljackog signala
chptr = (unsigned char *) &Ap;
Tx_Data[0]=*chptr++;
Tx_Data[1]=*chptr++;
Tx_Data[2]=*chptr++;
Tx_Data[3]=*chptr;
HAL_UART_Transmit(&huart6,Tx_Data,sizeof(Tx_Data),1);
//treperenje signalne diode
HAL_GPIO_TogglePin(USER_LED_GPIO_Port, USER_LED_Pin);
// odredjivanje periode odabiranja (Ts=0.1s)
x1_staro=x1;
HAL_Delay(97);
}
/* USER CODE END 3 */

```

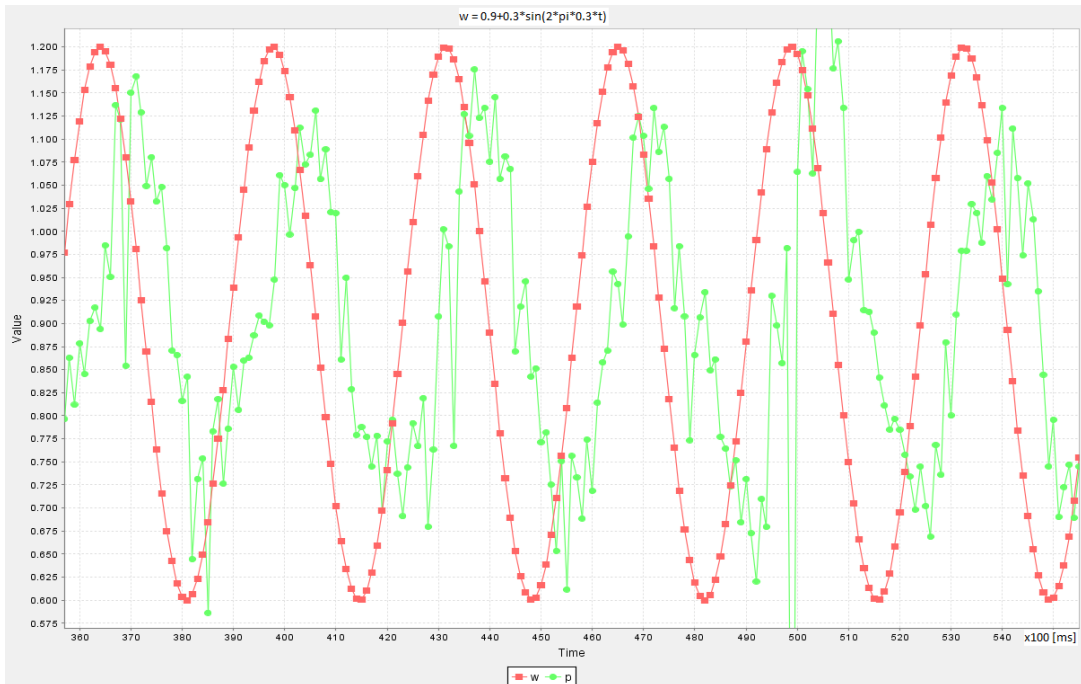
Прилог број 10 (Одзиви система са МПЦ контролером, $T_s = 0.1$ s)



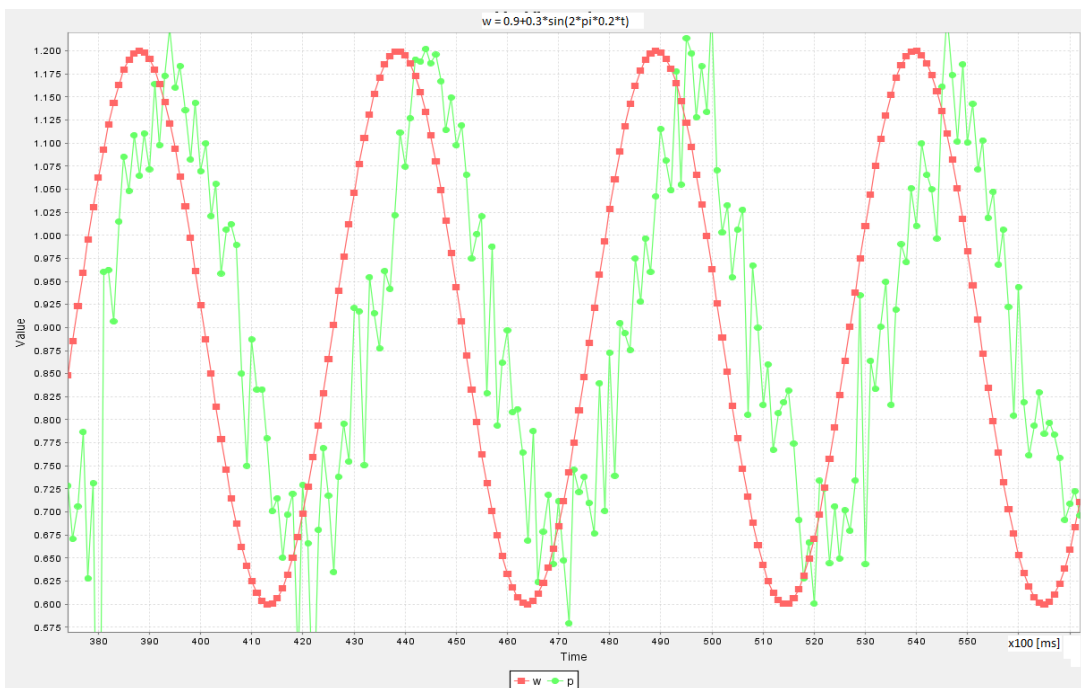
Слика 1. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.5 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



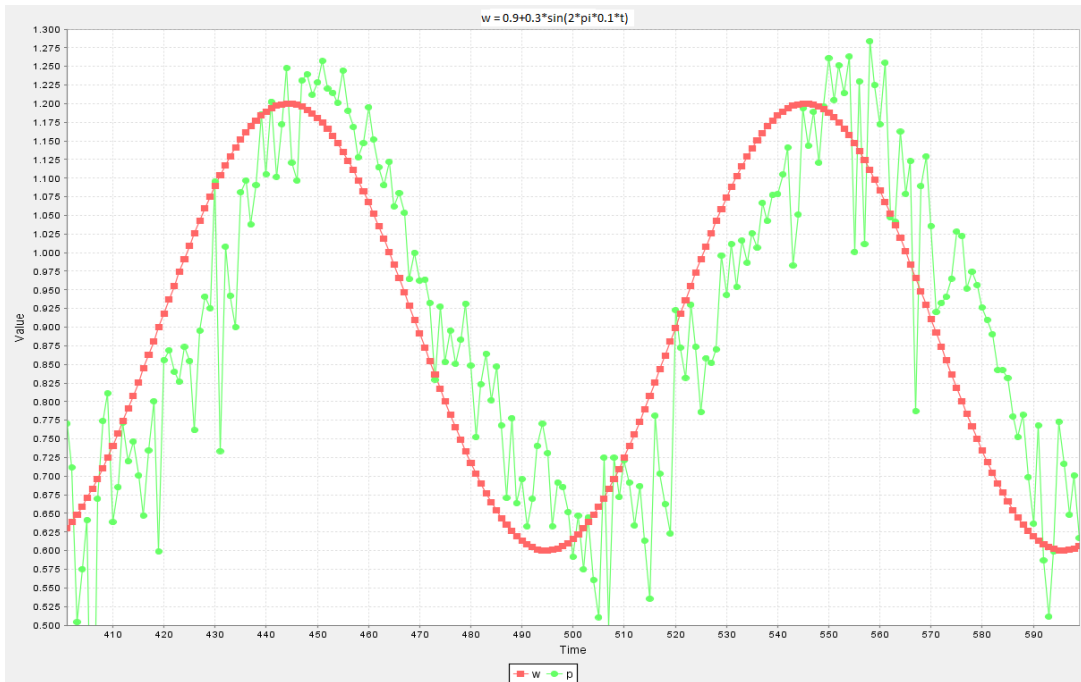
Слика 2. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.4 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



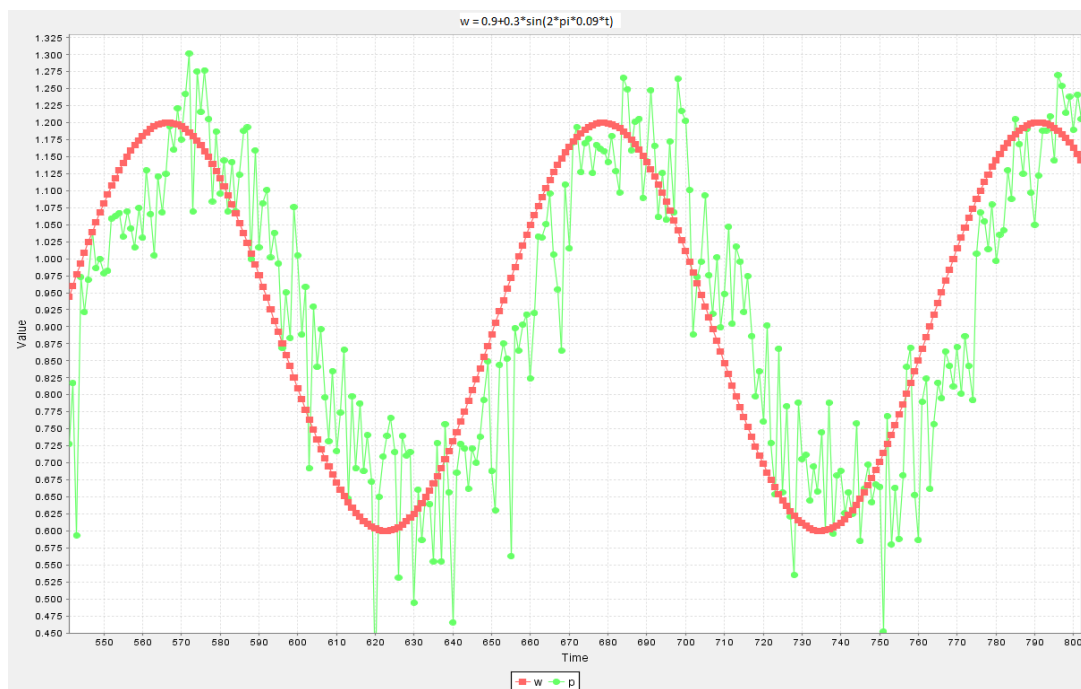
Слика 3. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



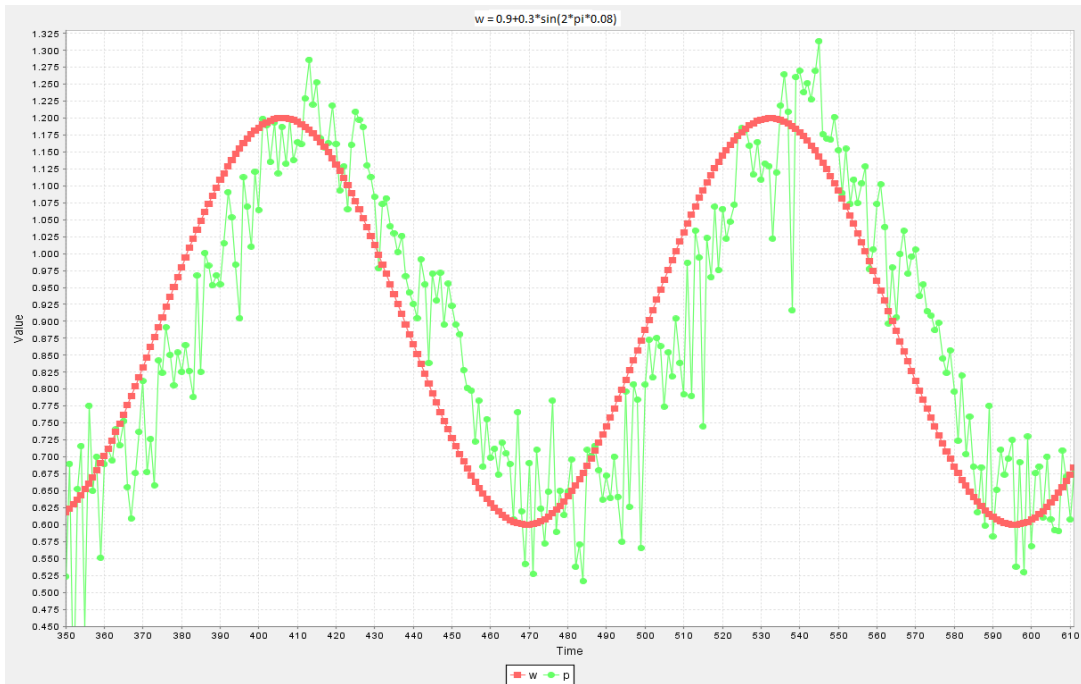
Слика 4. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.2 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



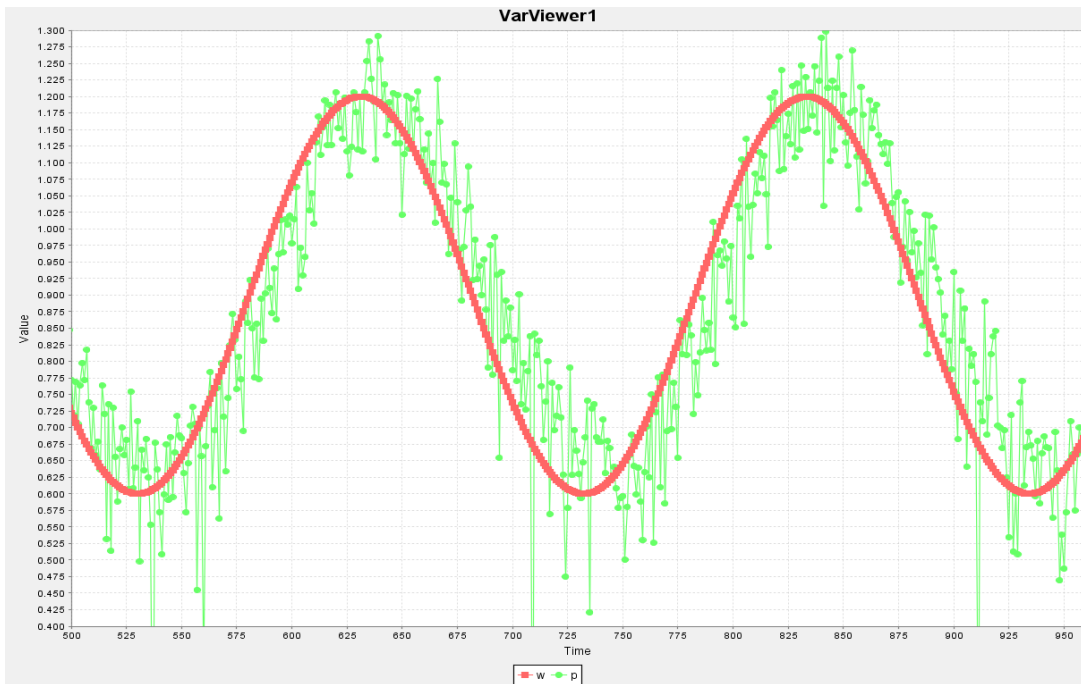
Слика 5. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.1 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s..



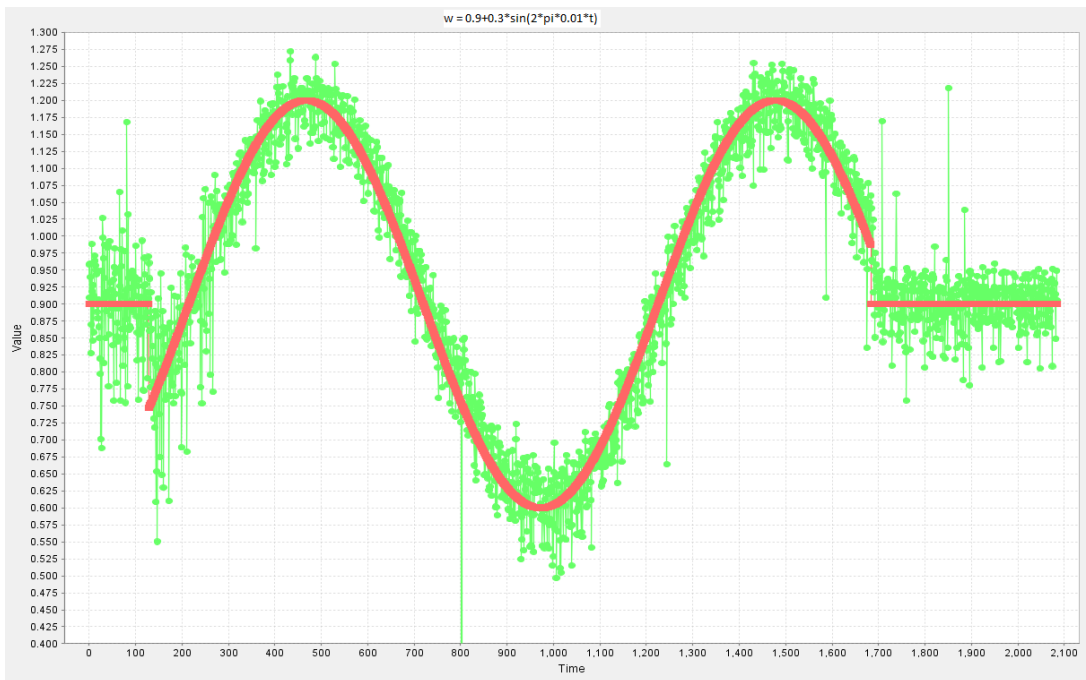
Слика 6. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.09 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s..



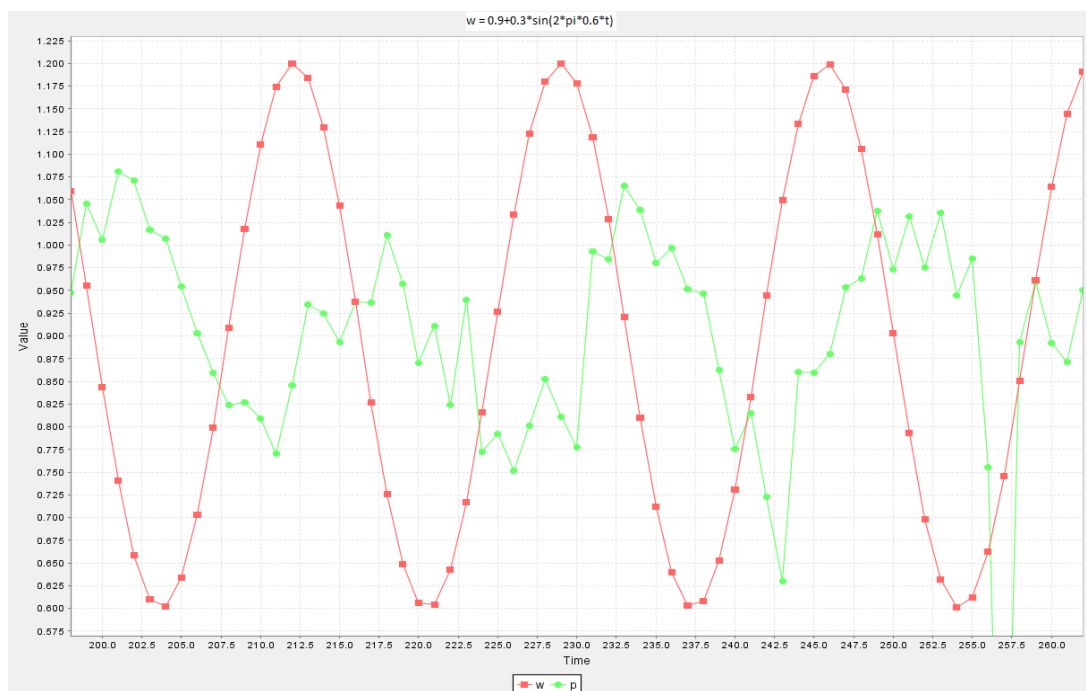
Слика 7. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.08 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



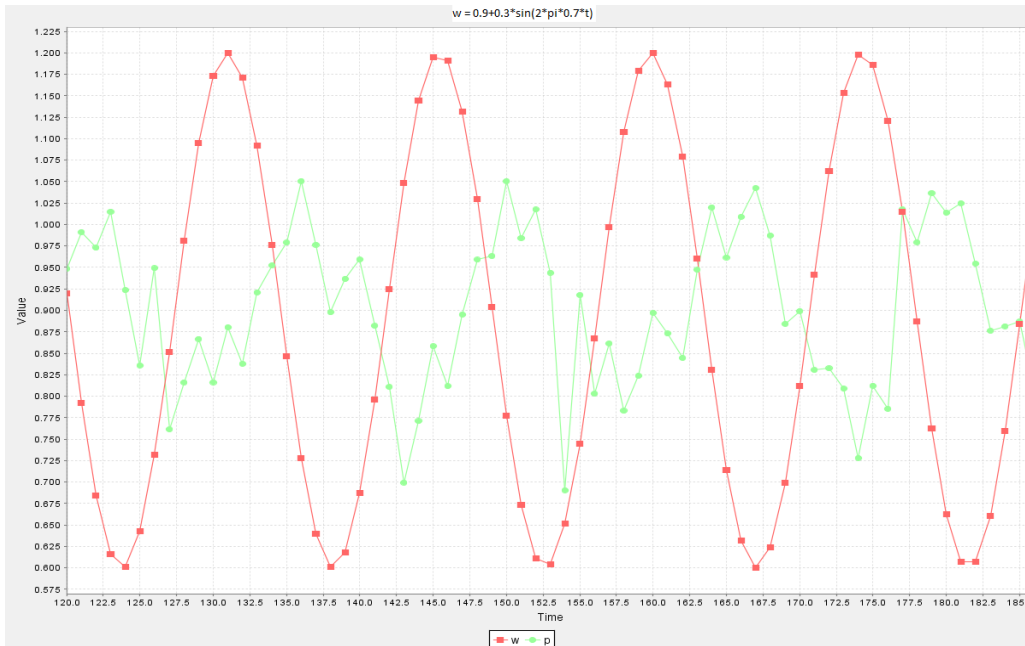
Слика 8. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.05 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



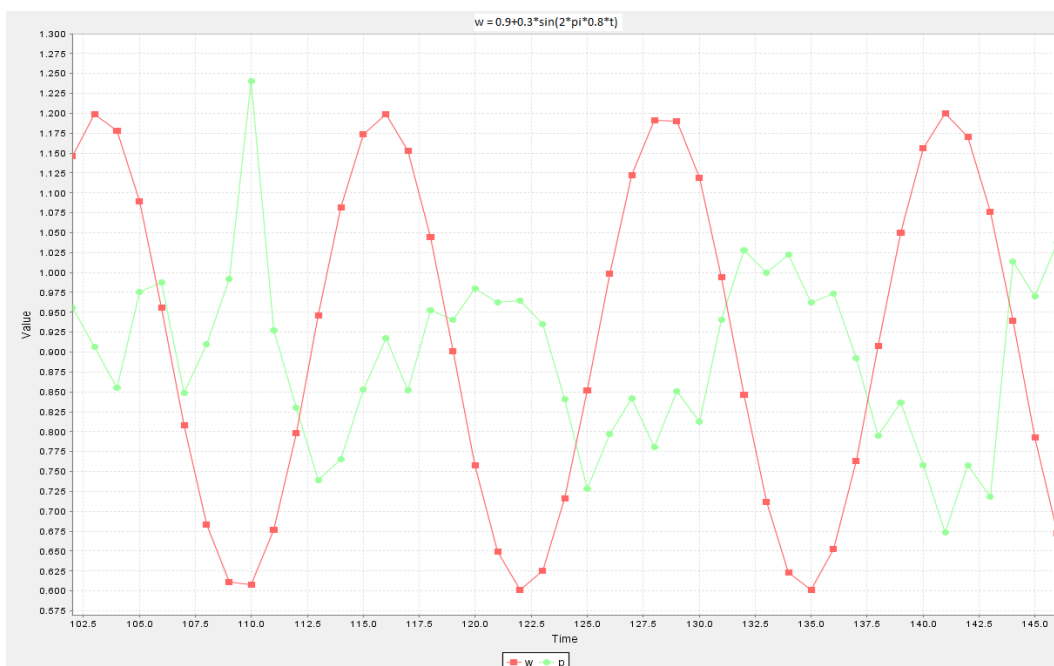
Слика 9. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.01 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



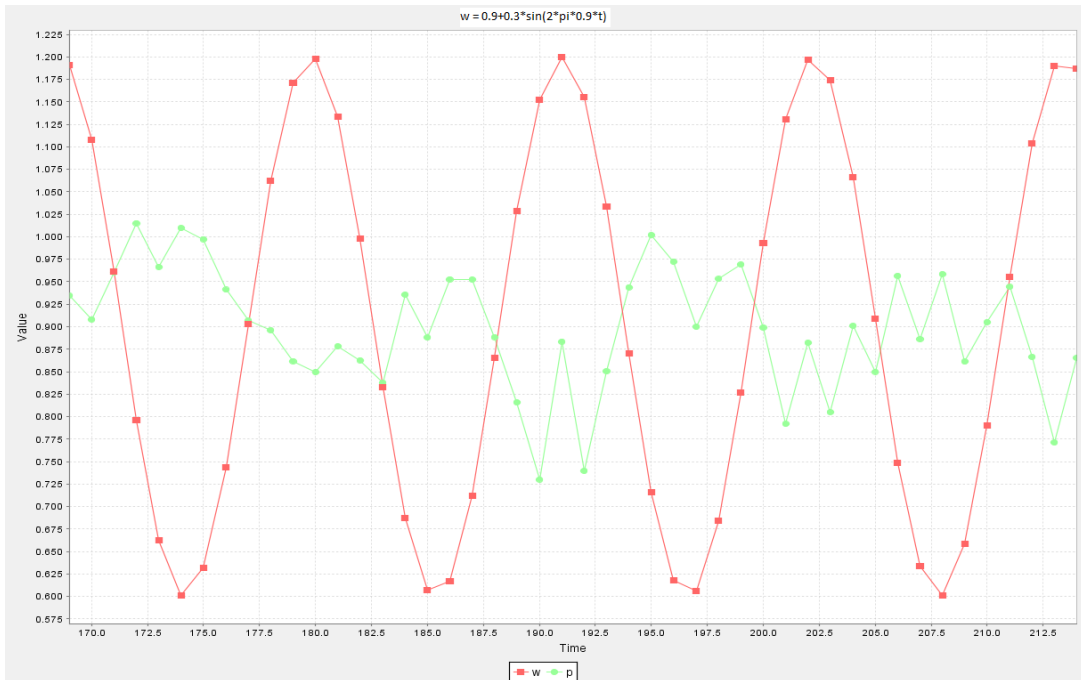
Слика 10. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.6 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



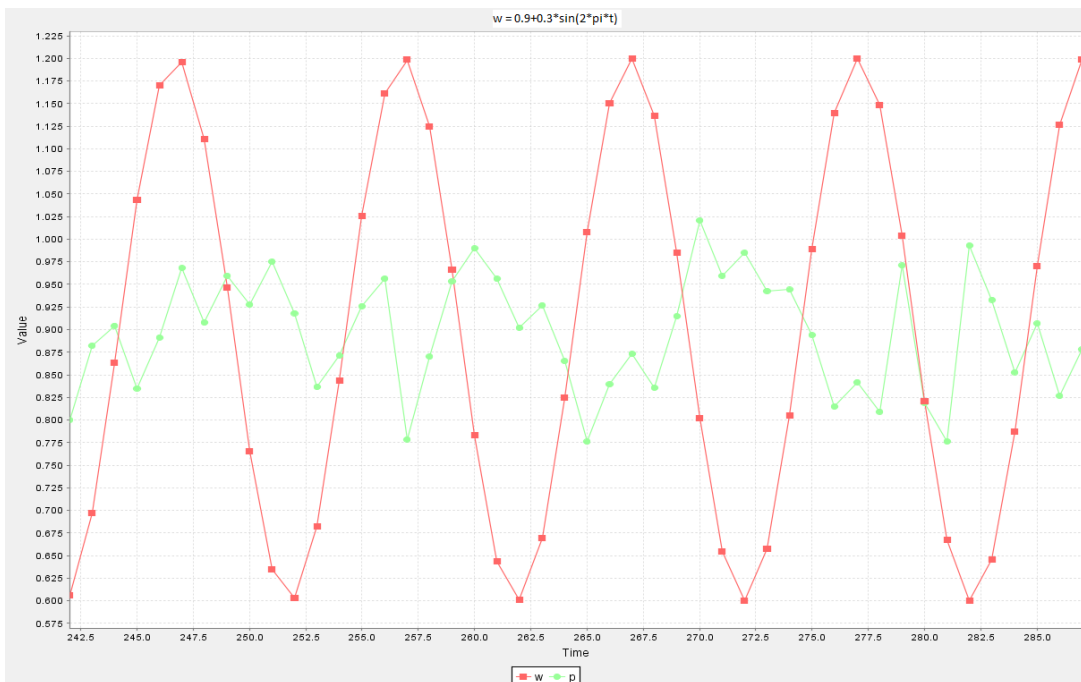
Слика 11. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.7 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.



Слика 12. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.8 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.

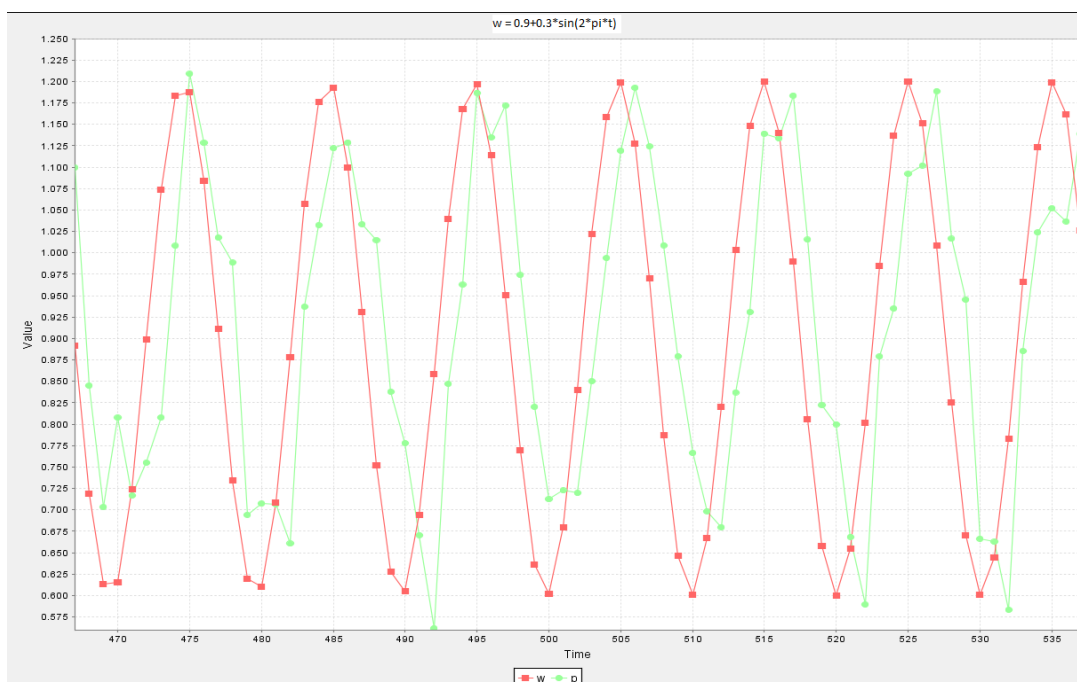


Слика 13. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.9 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.

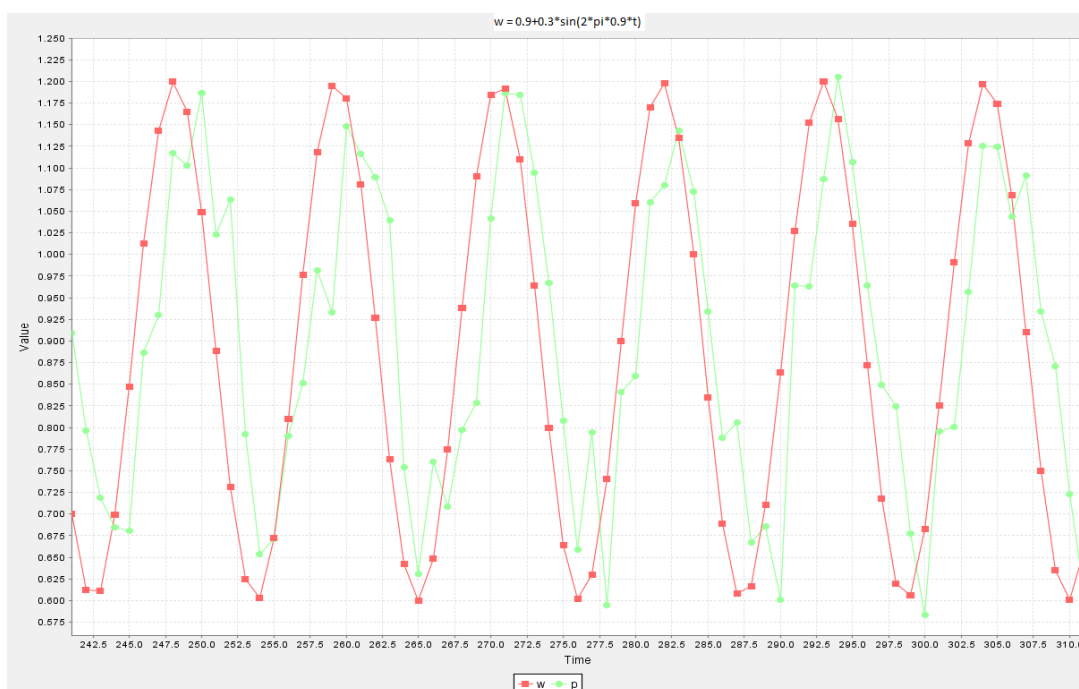


Слика 14. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.1$ s.

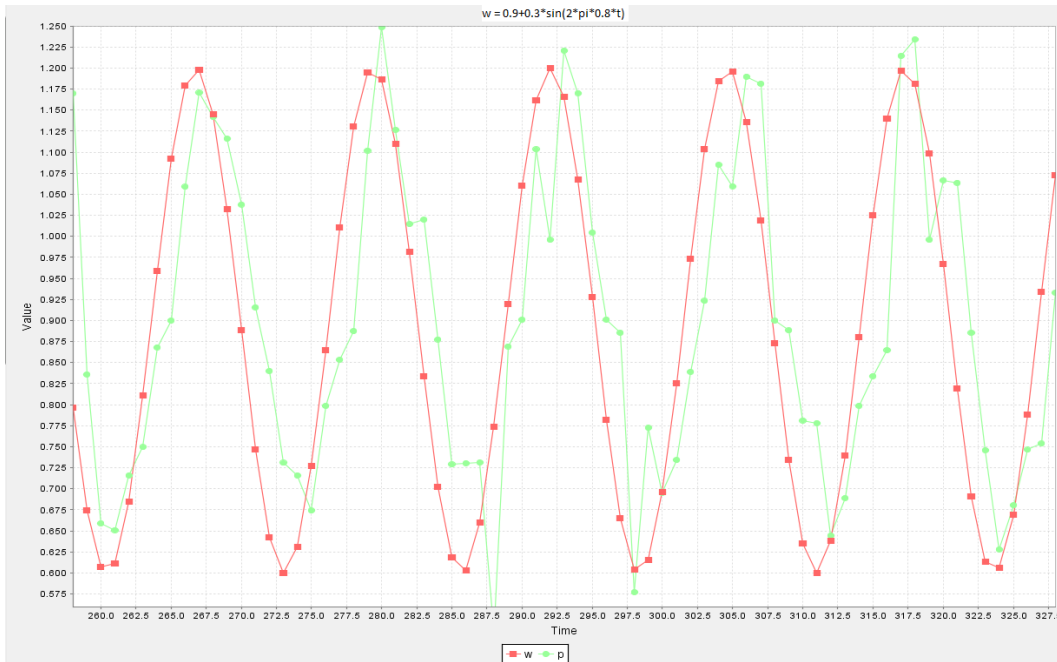
Прилог број 11 (Одзиви система са ПИ контролером, $T_s = 0.1$ s)



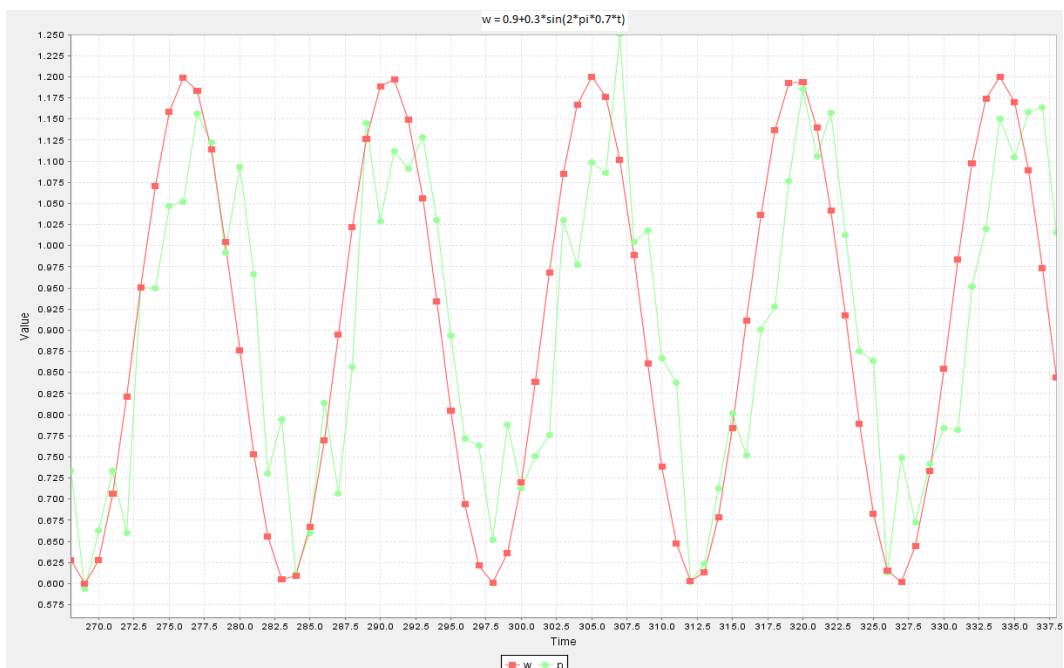
Слика 1. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.



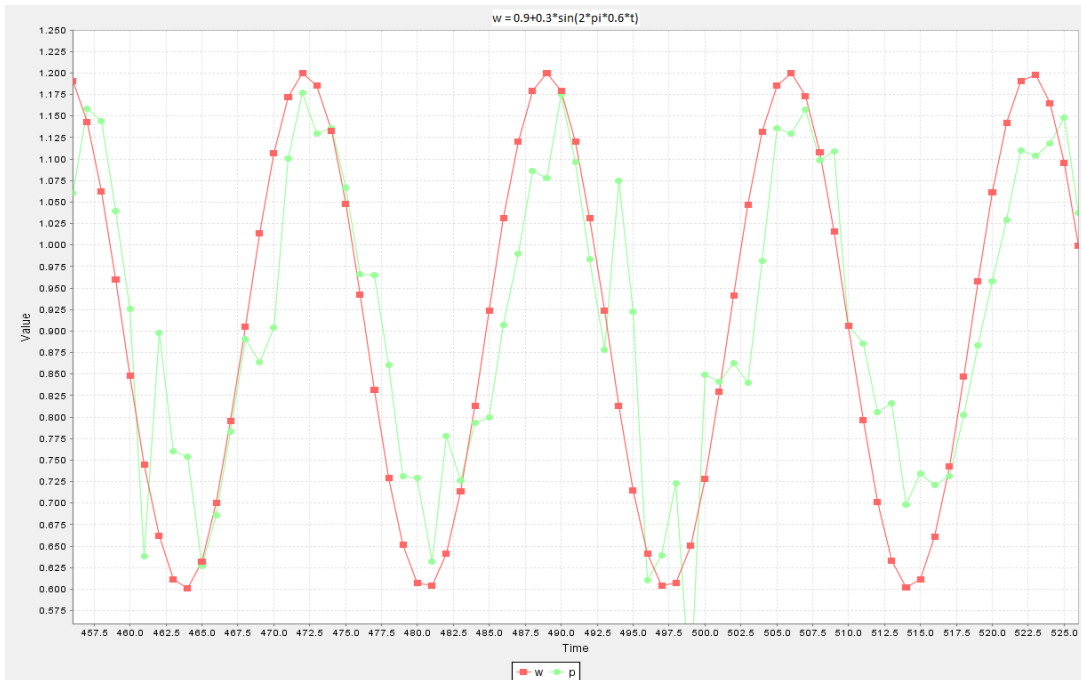
Слика 2. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.9 \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.



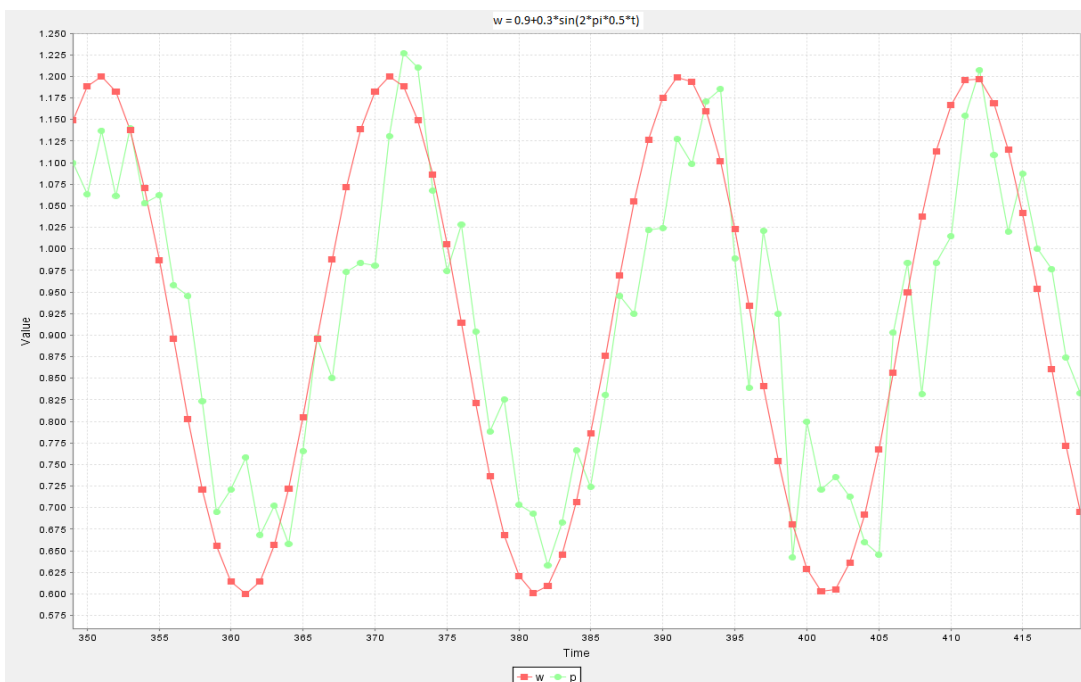
Слика 3. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.8 \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.



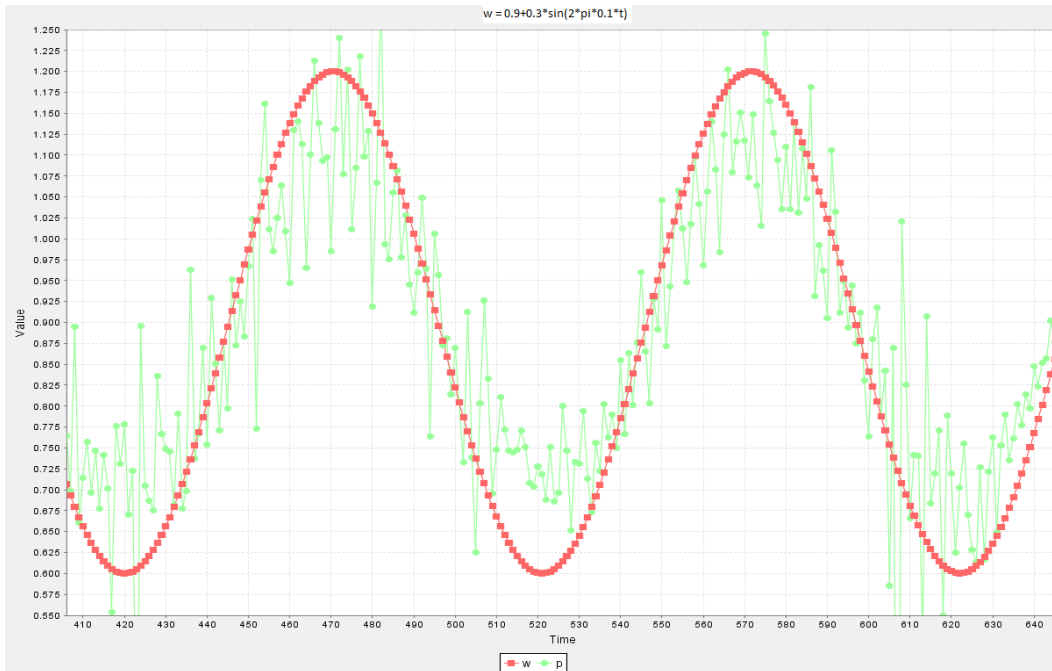
Слика 4. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.7 \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.



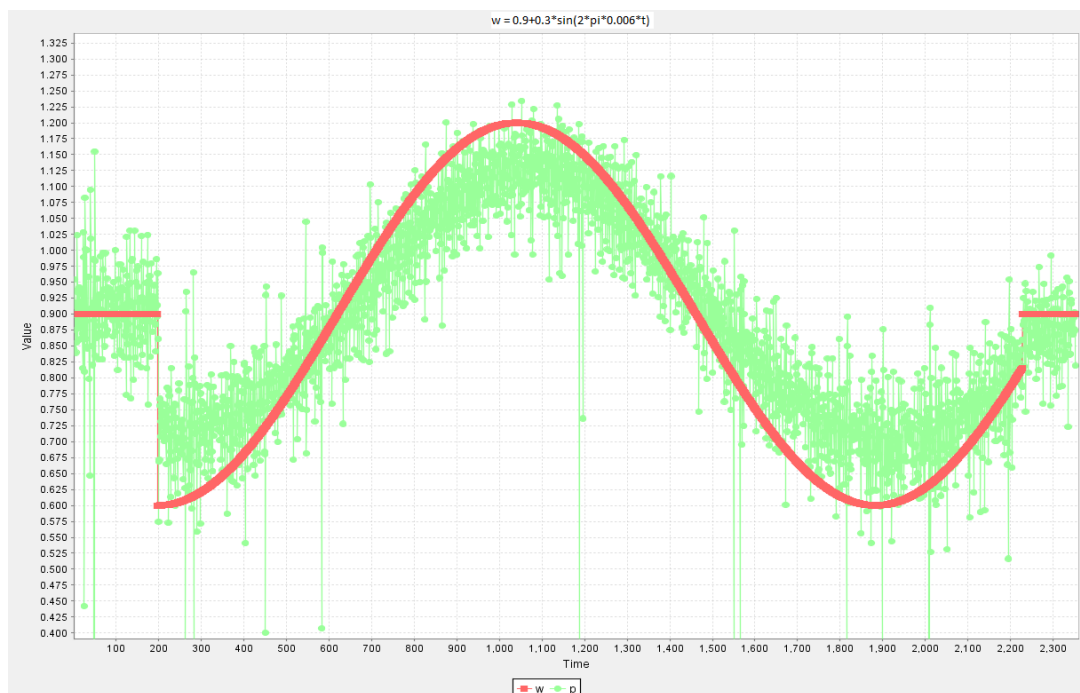
Слика 5. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.6 \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.



Слика 6. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.5 \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.



Слика 7. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.1 \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.

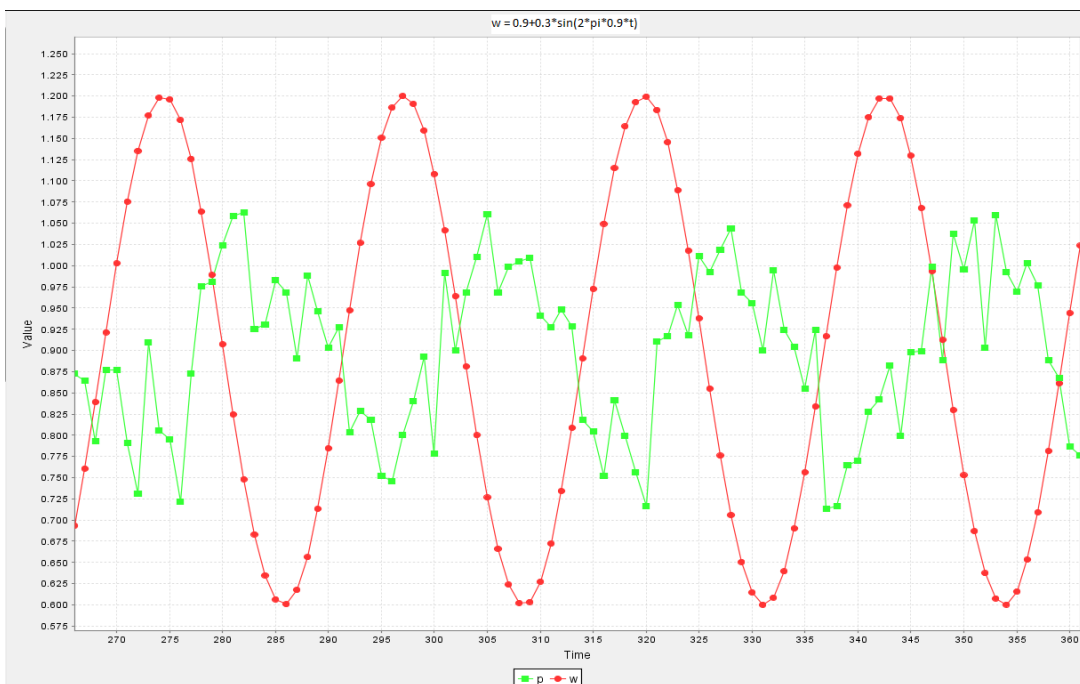


Слика 8. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.006 \cdot t)$). ПИ контролер, $T_s = 0.1$ s.

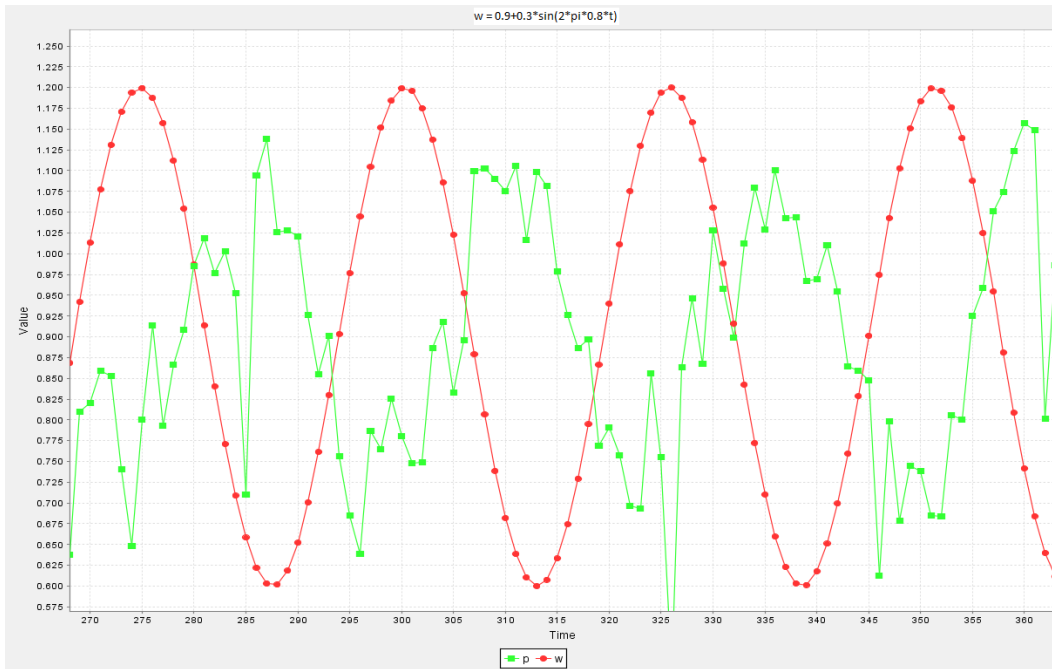
Прилог број 12 (Одзиви система са МПЦ контролером, $T_s = 0.05$ s)



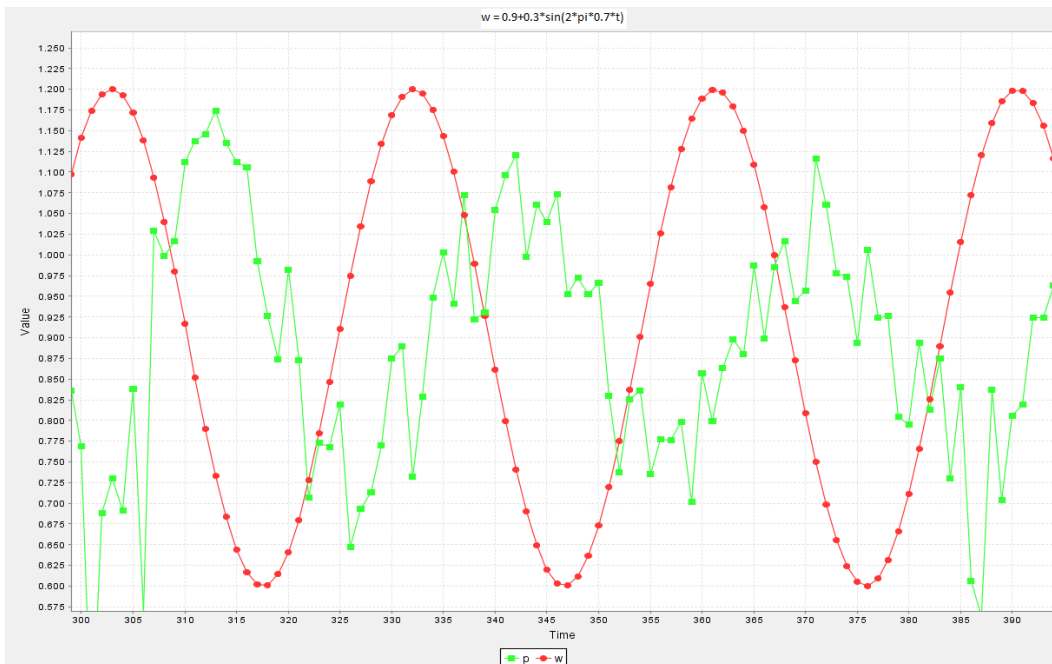
Слика 1. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



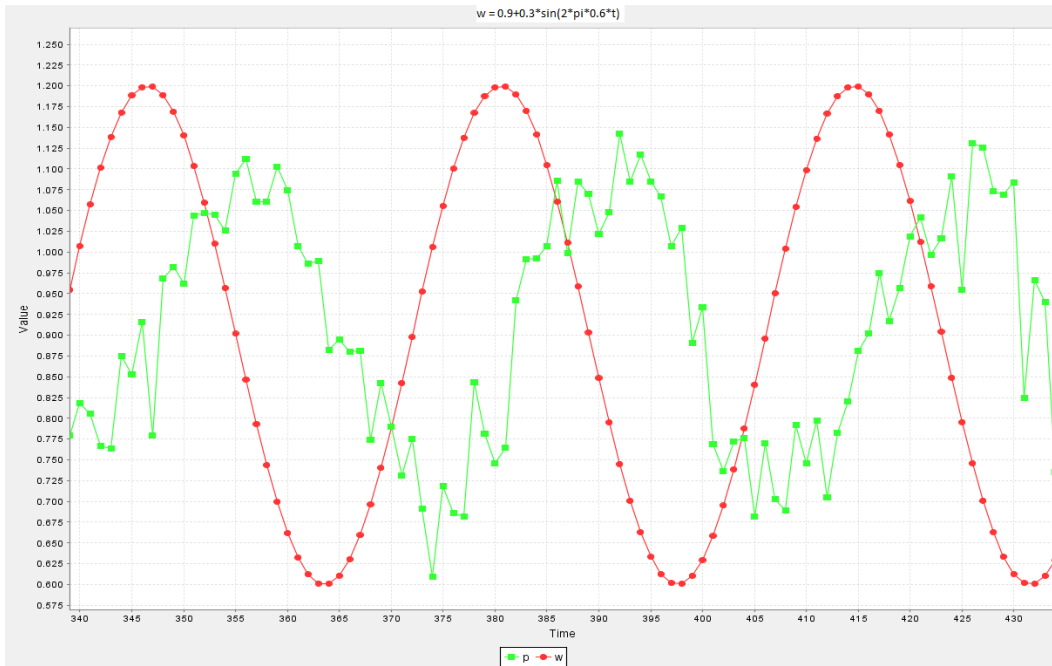
Слика 2. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.9 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



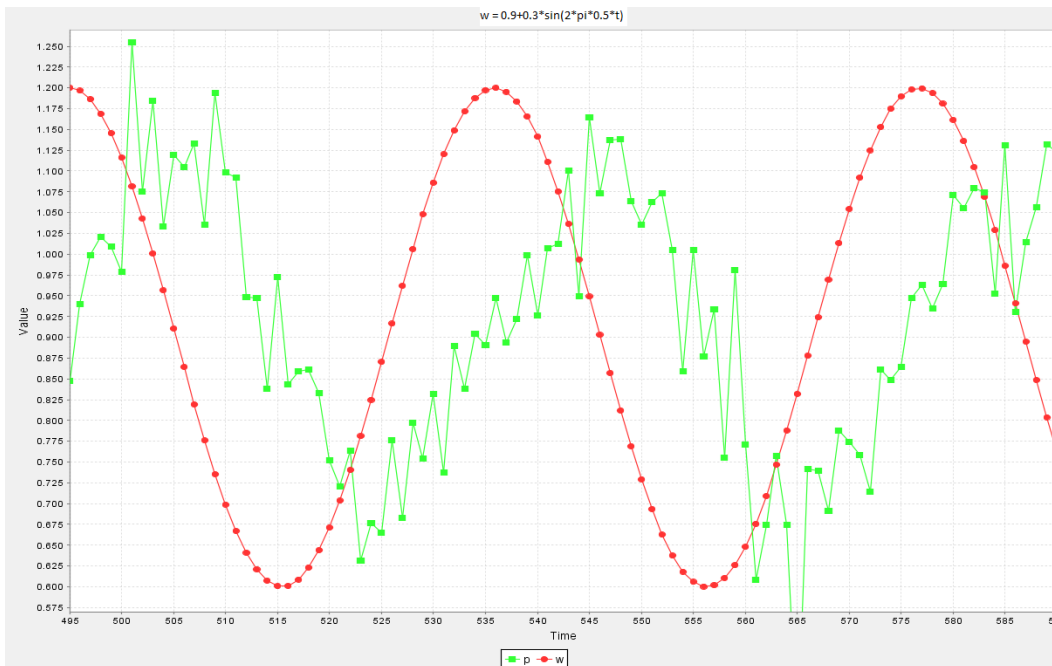
Слика 3. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.8 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



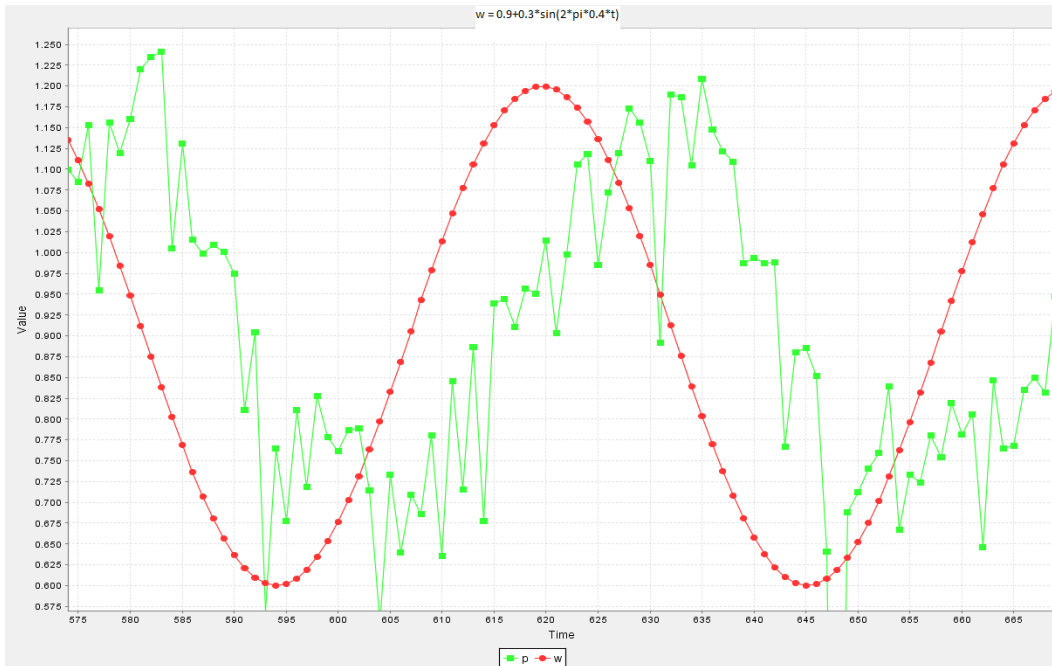
Слика 4. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.7 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



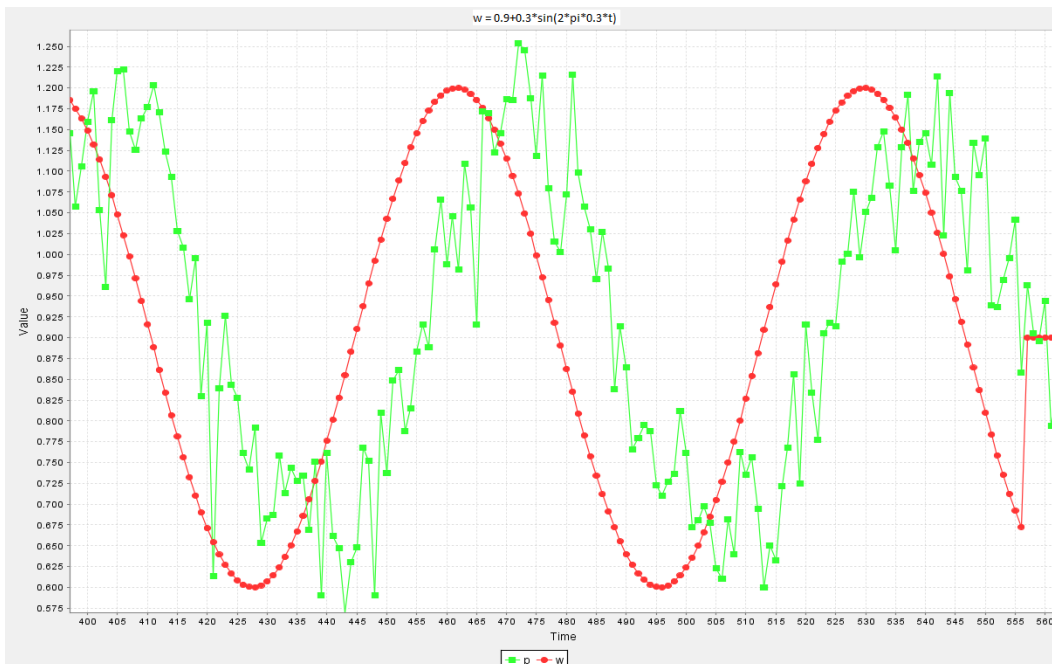
Слика 5. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.6 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



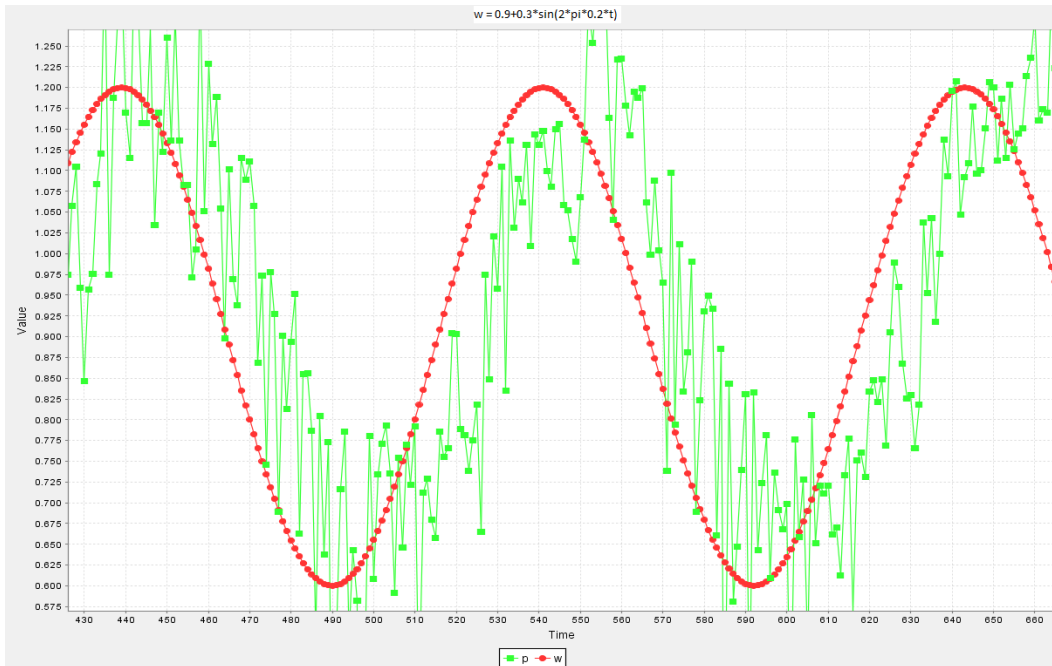
Слика 6. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.5 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



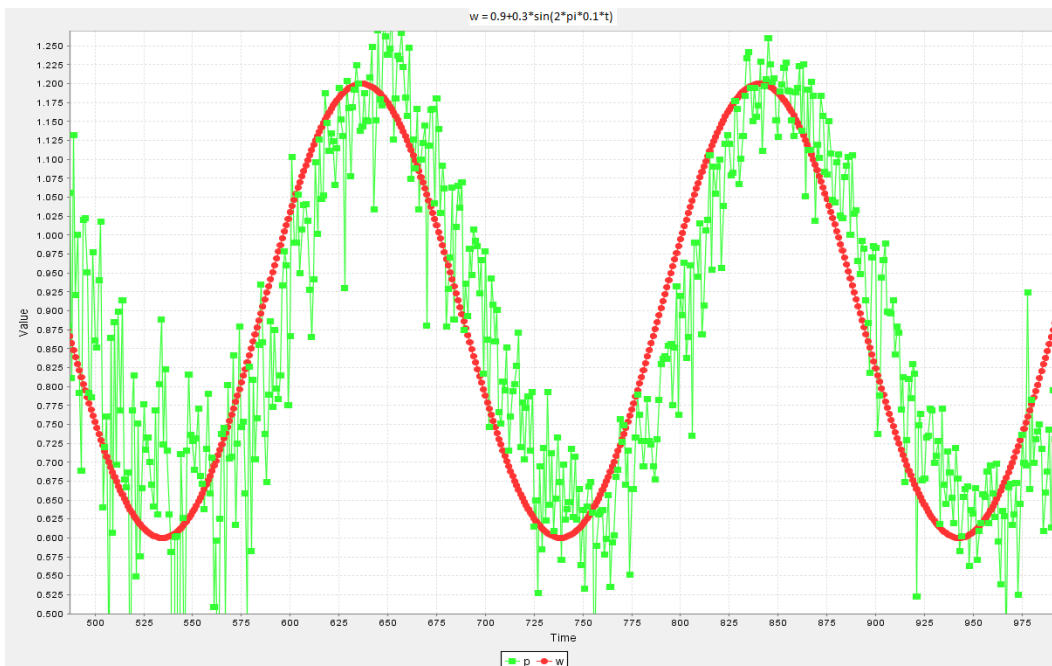
Слика 7. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.4 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



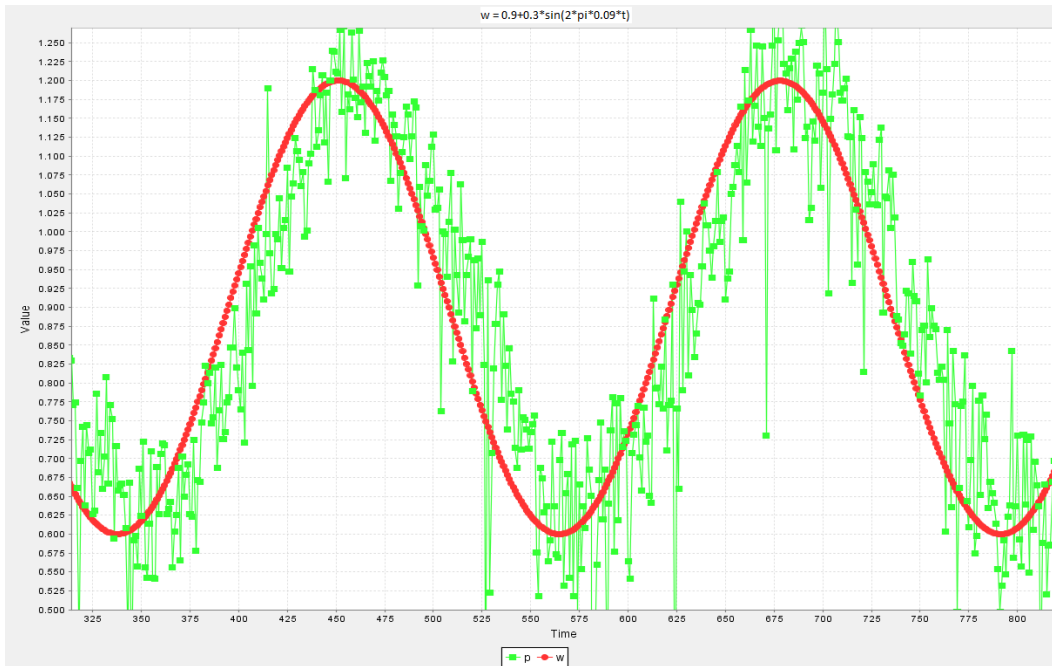
Слика 8. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



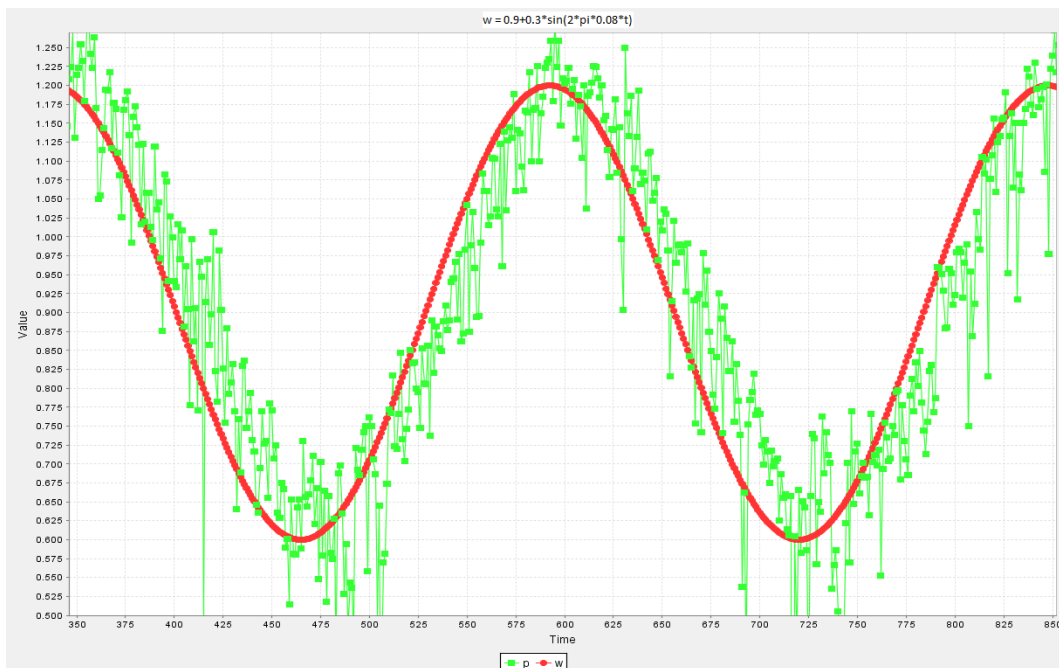
Слика 9. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.2 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



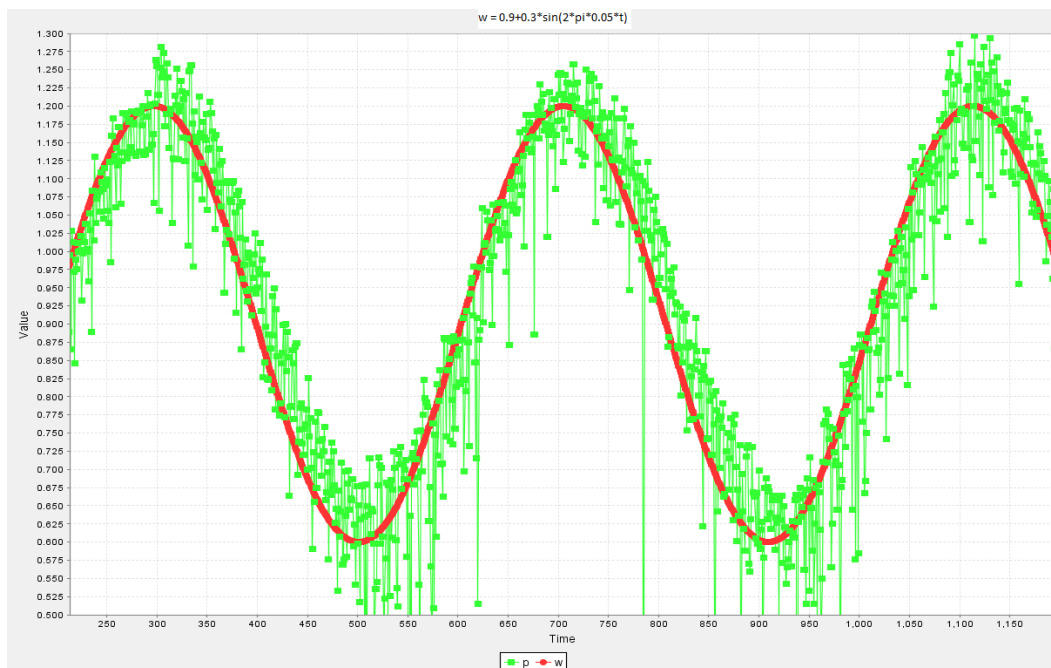
Слика 10. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.1 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



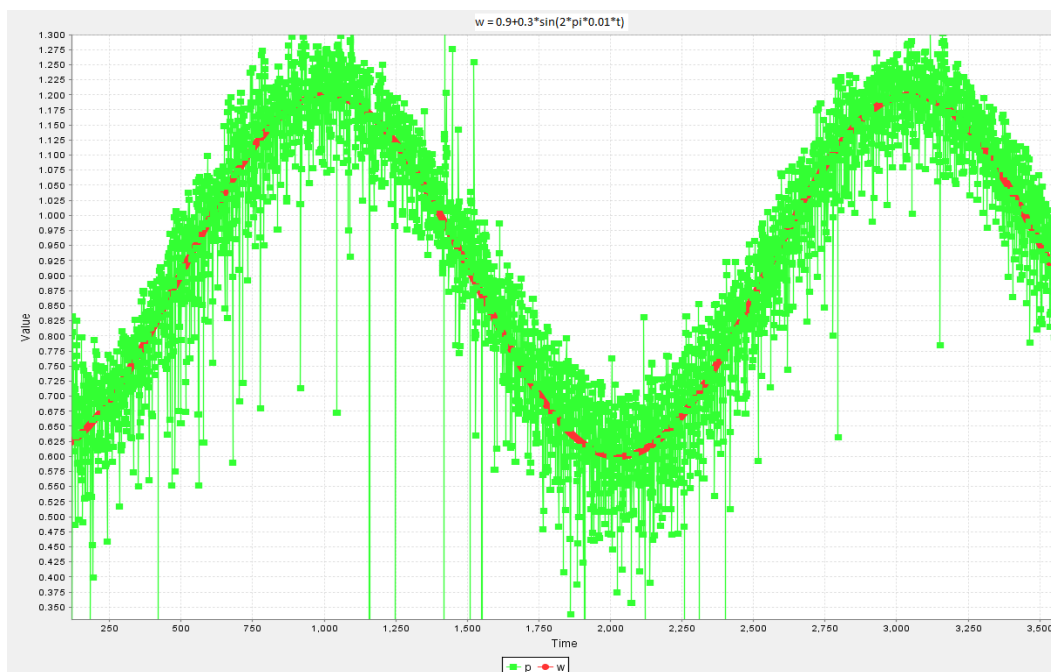
Слика 10. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.09 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



Слика 11. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.08 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



Слика 12. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.05 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.



Слика 13. Одзив система на задату жељену вредност амплитуде осциловања корита ($w = 0.9 + 0.3 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 0.01 \cdot t)$). МПЦ контролер, $T_s = 0.05$ s.