



**УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ЗА МАШИНСТВО И ГРАЂЕВИНАРСТВО У
КРАЉЕВУ**

Љубиша М. Дубоњић

**СИНТЕЗА РЕГУЛАТОРА ФИКСНОГ РЕДА ЗА СИСТЕМЕ
УПРАВЉАЊА СА ДУГАЧКИМ ХИДРАУЛИЧКИМ
ВОДОВИМА**

Докторска дисертација

Краљево, 2012. година

1. Аутор	
Име и презиме:	Љубиша Дубоњић
Датум и место рођења:	13.01.1971.године, Прибој
Садашње запослење:	Факултет за машинство и грађевинарство, Краљево
2. Докторска дисертација	
Наслов:	Синтеза регулатора фиксног реда за системе управљања са дугачким хидрауличким водовима
Број страница:	107
Број слика:	75
Број библиографских података:	71
Установа и место где је рад израђен:	Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК):	681.532.7
Ментор:	др Новак Недић, редовни професор
3. Оцена и одбрана	
Датум пријаве теме:	26.06.2009. године
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације	608/6 од 09.07.2009. године 735 од 16.09.2009. године
Комисија за оцену подобности теме и кандидата:	<ol style="list-style-type: none"> 1. др Новак Недић, ред. проф. Машински факултет Краљево 2. др Зоран Бучевац, ред. проф. Машински факултет у Београду 3. др Војислав Филиповић, доц. Машински факултет Краљево
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:	<ol style="list-style-type: none"> 1. др Зоран Бучевац, ред. проф., Председник Машински факултет у Београду 2. др Зоран Рибар, ред. проф., Члан Машински факултет у Београду 3. др Војислав Филиповић, ван. проф, Члан Факултет за машинство и грађевинарство, Краљево 4. др Драган Пршић, доц., Члан Факултет за машинство и грађевинарство, Краљево 5. др Новак Недић, ред. проф., Ментор Факултет за машинство и грађевинарство, Краљево
Датум одбране дисертације:	

Резиме

Докторска дисертација под насловом “Синтеза регулатора фиксног реда за системе управљања са дугачким хидрауличким водовима” односи се на проблем пројектовања регулатора фиксног реда када треба управљати хидрауличким извршним органима (погонима) са дугачким водовима, који су описани математичким моделима високог реда. Обрађена је кроз седам поглавља.

Прво поглавље указује на потребу и значај истраживања система са запреминским управљањем због низа предности у односу на системе са пригушним управљањем, а посебно са аспекта енергетске ефикасности. Пошто су ови системи описани математичким моделима високог реда, указано је на неопходност проналажења методологије за пројектовање регулатора фиксне структуре и ниског реда за управљање овим системима, а у циљу побољшања квалитета рада хидро и хидроелектричних извршних органа са дугачким хидрауличким водовима.

У другом поглављу је дат преглед истраживачких резултата из области хидро и хидроелектричних система управљања са дугачким хидрауличким водовима, као и резултата из области теорије управљања.

Треће поглавље приказује, кроз свеобухватни методолошки прилаз, облике математичких модела стујања радног флуида у дугачким управљачким хидрауличким водовима, од најједноставнијих до најсложенијих. Модели су исказани кроз матричне зависности и спреге хиперболичких функција и извршен је њихов табеларно сређен приказ. Уз реалне вредности параметара приказане су фреквентне карактеристике усвојених модела, као и њихова анализа у фреквентном домену.

У четвртом поглављу развијена је методологија пројектовања П регулатора система пумпно управљаног мотора са дугачким хидрауличким водом. Методологија пројектовања П регулатора извршена је методом геометријског места корена затвореног кола у коју су укључене и перформансе кроз спецификацију релативне стабилности система, која подразумева унапред задату локацију полова преносне функције затвореног кола у комплексној равни, утврђену на основу познатих захтева. Показано је да пројектовани регулатор даје добре перформансе и при варијацији параметара у компонентама система (на пример: коефицијент вискозности и модул стишљивости, који се знатно мењају са променом температуре и притиска). Користећи могућности рачунара и софтвера развијена је једноставна графичка метода за пројектовање П регулатора који често задовољава практичне потребе.

У петом поглављу развијен је ефикасан и једноставан графички метод за пројектовање ПИ регулатора са којим се постижу високе перформансе за широк спектар линеарних процеса. Поред разматраног система високог реда са дугачким хидрауличким водом разматрани су и други процеси високог реда и процеси са кашњењем. Код процеса са кашњењем анализирани су процеси код којих је релативно време кашњења велико и којима је тешко управљати. Поређењем са у литератури предложеним процедурама за подешавање ПИ регулатора, предложена метода одликује се великом једноставношћу и јасним инжењерским

спецификацијама. Резултати симулација показују добру робусност у односу на немоделовану динамику, као и супериорност у односу на неке методе подешавања регулатора. Предложени метод је погодан за on-line реализацију у реалном времену и за аутоматско подешавање ПИ регулатора. Предложена методологија пројектовања ПИ регулатора је једноставна и може бити лако усвојена од стране индустрије.

У шестом поглављу предложена је процедура за пројектовање ПИД регулатора за системе високог реда. Разматран је процес високог реда код којег се помоћу пумпе променљивог протока управља хидромотором, при чему је веза између хидромотора и пумпе остварена дугачким хидрауличким водом. Поређењем са у литератури предложеним процедурама за подешавање ПИД регулатора, предложена метода одликује се великом једноставношћу и јасним инжењерским спецификацијама (релативна стабилност и време смирења). Резултати симулација показују добру робусност у односу на немоделовану динамику, као и супериорност у односу на неке методе подешавања регулатора. Предложени метод пројектовања ПИД регулатора је погодан за on-line реализацију у реалном времену и за аутоматско подешавање ПИД регулатора.

У последњем поглављу су дата закључна разматрања са предлогом за наставак научноистраживачког рада на овој проблематици.

Abstract

The doctoral dissertation “**Synthesis of Fixed-Order Controllers for Control Systems with Long Transmission Lines**” refers to the problem of fixed-order controller design when hydraulic executive bodies (drives) with long transmission lines, which are described by mathematical models of high order, should be controlled. It consists of seven chapters.

Chapter I points out the need for and significance of research on systems with displacement control because of a lot of advantages in relation to the systems with damping control, especially from the aspect of energy efficiency. As these systems are described by mathematical models of high order, the dissertation indicates the necessity of finding a methodology for design of controllers with fixed structure and low order for control of these systems for the purpose of improving the quality of operation of hydraulic and electro-hydraulic executive bodies with long transmission lines.

Chapter II provides an overview of research results in the field of hydraulic and electro-hydraulic control systems with long transmission lines as well as results in the field of control theory

Chapter III, through a comprehensive methodological approach, presents forms of mathematical model of flow of working fluid in long transmission lines, from the simplest to the most complex ones. The models are shown through matrix dependences and combination of hyperbolic functions and they are presented in tables. Frequent characteristics of the adopted models as well as their analysis in the frequency domain are presented with real values of parameters.

Chapter IV develops the methodology of design of P controllers in the system of pump-controlled motor with a long transmission line. The methodology of P controller design was carried out by the root locus of the closed loop where the performances were also included through the specification of relative stability of the system, which implies an a priori given location of poles of transmission function of the closed loop in a complex plane determined on the basis of known requirements. It was shown that the designed controller gave good performances even during variation of the parameters in the system components (for instance: the viscosity coefficient and the module of compressibility which considerably change with the change of temperature and pressure). By using the possibilities offered by computers and software, a simple graphical method for design of the P controller, which often satisfies practical needs, was developed.

Chapter V develops an efficient and simple graphical method for design of the PI controller, which results in achieving high performances for a broad range of linear processes. In addition to the considered system of high order with a long transmission line, other processes of high order and processes with delay were also considered. In processes with delay, the processes in which the relative time delay is large and which are difficult to control were analyzed. By comparison with the procedures for adjustment of PI controllers proposed in literature, the proposed method is characterized by great simplicity and clear engineering specifications. The results of simulation show good robustness in relation to unmodeled dynamics as well as superiority in relation to certain methods of adjustment of

controllers. The proposed method is suitable for on-line realization in real time and for automatic adjustment of PI controllers. The proposed methodology of design of PI controllers is simple and can easily be adopted by industry.

Chapter VI proposes the procedure for design of PID controllers for systems of high order. It considers the process of high order in which the variable flow pump controls the hydromotor, where the connection between the hydromotor and the pump is realized by a long transmission line. By comparison with the procedures for adjustment of PID controllers proposed in literature, the proposed method is characterized by great simplicity and clear engineering specifications (relative stability and settling time). The results of simulations show good robustness in relation to unmodeled dynamics as well as superiority in relation to certain methods of adjustment of controllers. The proposed method of design of PID controllers is suitable for on-line realization in real time and for automatic adjustment of PID controllers.

The last chapter presents concluding considerations with the proposal for continuation of scientific and research work dealing with these problems.

САДРЖАЈ

Ознаке	8
1. Увод	12
2. Преглед истраживачких резултата	15
3. Математичко моделирање и анализа струјања радног флуида у дугачким водовима	18
3.1. Једначина континуитета за једнодимензијско настационарно струјање	19
3.2. Једначина количине кретања за једнодимензијско нестационарно струјање у дугачком хидрауличном воду	21
3.3. Модел дугачког хидрауличног вода са расподељеним параметрима	22
3.4. Модел дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима	24
3.4.1. "Т" приближан модел дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима	25
3.4.2. "П" приближан модел дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима	27
3.5. Преглед и анализа описаних модела струјања радног флуида у дугачком хидрауличном воду	29
3.6. Анализа модела хидрауличног вода у фреквентном домену	31
3.7. Апроксимација модела са расподељеним параметрима моделом високог реда са концентрисаним параметрима	38
4. Пројектовање П регулатора за хидрауличке системе управљања са дугачким водовима	41
4.1. Динамички математички модел система пумпно управљаног мотора са дугачким хидрауличким водом	44
4.2. Динамичко понашање система управљаног „П“ регулатором	49
4.3. Робусност пројектованог система	57

5.	Пројектовање ПИ регулатора за хидрауличке системе управљања са дугачким водовима	59
5.1.	Пројектовања ПИ регулатора за системе високог реда	62
5.2.	Регулисање процеса са дугачким хидрауличким водом	68
5.3.	Поређење са другим методама	74
5.4.	Примена предложене методе на примерима регулисања других процеса у поређењу са другим методама	76
5.5.	Примена предложене методе на примерима регулисања процеса са кашњењем	82
6.	Пројектовање ПИД регулатора за хидрауличке системе управљања са дугачким водовима	94
6.1 .	Пројектовања ПИД регулатора за системе високог реда	94
6.2.	Регулисање процеса са дугачким хидрауличким водом	97
7.	Закључак	104
	Литература	107

Ознаке

A	[m ²]	Површина попречног пресека
A _L		Коефицијент квадратне матрице
a _i		Коефицијент карактеристичног полинома
B	[N/m ²]	Модул стишљивости уља
B _L		Коефицијент квадратне матрице
B _v	[Nms]	Коефицијент вискозног трења у хидромотору
C	[m ⁴ /N]	Хидрауличка капацитивност
C ¹	[m ⁵ /N]	Еквивалентни капацитивни отпор хидрауличког вода
C _m	[m ⁴ /N]	Хидрауличка капацитивност на хидромотору
C _L		Коефицијент квадратне матрице
C _p	[m ⁴ /N]	Хидрауличка капацитивност на хидропумпи
c	[m/s]	Брзина звука у флуиду
D(s)		Поремећај оптерећења
D _L		Коефицијент квадратне матрице
D _m	[m ³ /rad]	Специфични проток хидромотора
D _p	[m ³ /rad]	Специфични проток хидропумпе
d	[m]	Унутрашњи пречник хидрауличког вода, пречник
E	[N/m ²]	Еквивалентни модул еластичности
e(t)		Грешка управљане величине
F _p	[N]	Сила притиска
F _{tr}	[N]	Сила трења
f(s)		Карактеристични полином
f ₁ (s)		Део карактеристичног полинома f(s)
f _r	[N/kg]	Сила трења по јединици масе
g _m		Претек појачања
i	[A]	Јачина електричне струје
IE		Интеграл грешке

J_m	$[\text{kgm}^2]$	Момент инерције покретних делова хидромотора
K	$[\text{kgm/s}]$	Количина кретања
K_d		Диференцијално појачање
K_i		Интегрално појачање
K_p		Пропорционално појачање
K_{TG}	Vs/rad	Појачање тахогенератора
L	$[\text{kg/m}^5]$	Хидрауличка индуктивност
L^1	$[\text{kg/m}^4]$	Еквивалентни индуктивни отпор хидрауличног вода
L_T	$[\text{kg/m}^4]$	Индуктивни отпор на хидромотору
l	$[\text{m}]$	Дужина хидрауличног вода
$M(s)$		Полином имениоца преносне функције процеса
m	$[\text{kg}]$	Маса
$N(s)$		Полином бројиоца преносне функције процеса
n		Број сегмената хидрауличног вода
n_p	$[\text{o/s}]$	Број обртаја вратила пумпе
p	$[\text{N/m}^2]$	Притисак
$p_{1,2}$	$[\text{N/m}^2]$	Притисак на рочетку и крају хидрауличног вода
p_e	$[\text{N/m}^2]$	Притисак на средини хидрауличног вода
p_s, p_n	$[\text{N/m}^2]$	Притисак напајања
p_{ref}	$[\text{N/m}^2]$	Референтни притисак
Q	$[\text{m}^3/\text{s}]$	Запремински проток радног флуида
$Q_{1,2}$	$[\text{m}^3/\text{s}]$	Проток на почетку и крају хидрауличног вода
Q_m	$[\text{m}^3/\text{s}]$	Запремински проток хидромотора
Q_e	$[\text{m}^3/\text{s}]$	Средњи проток хидрауличног вода
Q_p	$[\text{m}^3/\text{s}]$	Запремински проток хидропумпе
Q_{ref}	$[\text{m}^3/\text{s}]$	Референтни запремински проток
R	$[\text{kg/m}^5\text{s}]$	Хидраулична отпорност
R^1	$[\text{kg/m}^4\text{s}]$	Еквивалентни отпор дугачког хидрауличног вода
Re		Рејнолдсов број
R_m	$[\text{Nm}^{-2}/\text{m}^3\text{s}^{-1}]$	Коефицијент отпора цурењу на хидромотору
R_p	$[\text{Nm}^{-2}/\text{m}^3\text{s}^{-1}]$	Коефицијент отпора цурењу на хидропумпи
R_{ref}	$[\text{Nm}^{-2}/\text{m}^3\text{s}^{-1}]$	Референтни коефицијент отпора

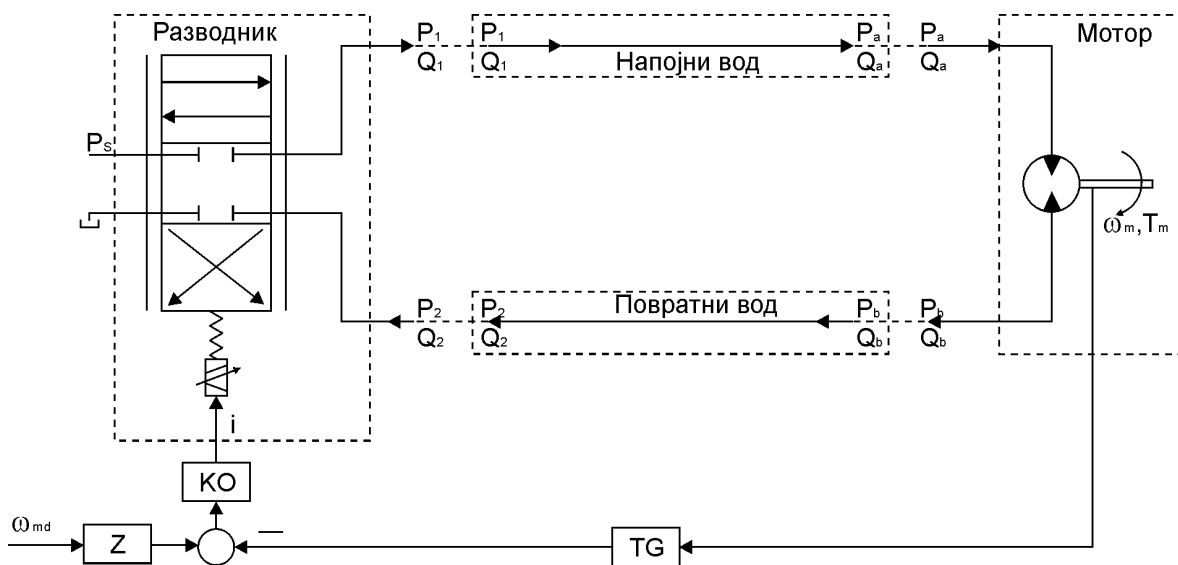
R_T	$[Ns/m^5]$	Реактивни отпор на хидромотору
r	$[m]$	Полупречник дугачког хидрауличног вода
s		Комплексни број
s_m		Маргина стабилности
T_L	$[Nm]$	Обртни момент на хидромотору
$T_k(\xi)$		Чебишевљева функција прве врсте
t	$[s]$	Време
t_s	$[s]$	Време смирења
$U(s)$		Сигнал управљања
$U_k(\xi)$		Чебишевљева функција друге врсте
V	$[m^3]$	Запремина
V_m	$[m^3]$	Запремина хидромотора
V_p	$[m^3]$	Запремина хидропумпе
$W(s)$		Преносна функција затвореног кола
$W_{ok}(s)$		Преносна функција отвореног кола
$W_p(s)$		Преносна функција процеса
$W_R(s)$		Преносна функција регулатора
x		Подужна координата
Y	$[m^3s/kg]$	Адмитанса дугачког хидрауличног вода
Y^1	$[m^4s/kg]$	Еквивалентна адмитанса хидрауличног кола
Z	$[kg/m^5s]$	Импеданса дугачког хидрауличног вода
Z^1	$[kg/m^4s]$	Еквивалентна импеданса хидрауличног кола
Z_c	$[kg/m^4s]$	Карактеристична импеданса дугачког вода
Z_m	$[kg/m^4s]$	Карактеристична импеданса хидромотора
Z_p	$[kg/m^4s]$	Карактеристична импеданса хидропумпе
Z_T	$[kg/m^4s]$	Карактеристична импеданса оптерећења хидромотора.
$\alpha(\xi, \omega_n)$		Реални део полинома $f_1(s)$
$\beta(\xi, \omega_n)$		Имагинарни део полинома $f_1(s)$
$\gamma(\xi, \omega_n)$		Реални део полинома $N(s)$
$\delta(\xi, \omega_n)$		Имагинарни део полинома $N(s)$
Π	%	Прескок

λ		Коефицијент трења који зависи од режима струјања
μ, η	[Ns/m ²]	Коефицијент динамичке вискозности радног флуида
η_v		Запремински степен искоришћења
ν	[m ² /s]	Коефицијент кинематске вискозности
ρ	[kg/m ³]	Густина радног флуида
τ	[s]	Временска константа
ω	[rad/s]	Пригушена учестаност
ω_m	[rad/s]	Угаона брзина на вратилу хидромотора
ω_n	[rad/s]	Природна учестаност
ω_p	[rad/s]	Угаона брзина на вратилу хидропумпе
ξ		Коефицијент пригушења
σ		Реални део комплексног броја s
φ_m	[rad]	Претек фазе

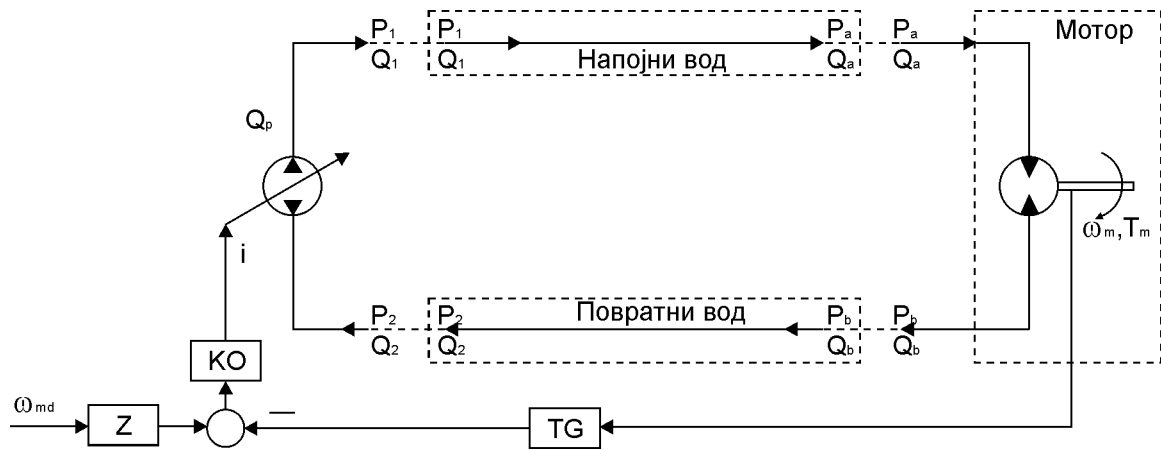
1. УВОД

Машине и уређаје у машиноградњи (грађевинске и рударске машине, транспортне машине, пољопривредне машине, машине алатке великих система, локомотиве и др.) карактерише управљање са хидро или хидроелектричним управљачким системима са дугачким хидрауличним напојним и преносним водовима дужине од неколико метара до неколико десетина метара. Посебан пример за то су рударске машине, где је управљачки део далеко од радног дела из безбедносних разлога. Отуда овакви системи управљања представљају посебан истраживачки проблем и имају фундаментални и практичан карактер [1-3].

У многим истраживачким проблемима хидрауличних и хидроелектричних система управљања проблем се разматра као да хидраулички вод не постоји са становишта динамичког понашања система. Заправо полази се од тога да су проток и притисак (Q_1 , p_1) на почетку и на крају хидрауличног вода (Q_2 , p_2) исти у сваком тренутку времена [4-6]. Полазећи од структуре хидроелектричних система са пригушним (вентилским) (слика 1.1) и запреминским (пумпним) управљањем (слика 1.2), хидраулични вод представља спрегу разводника и мотора (пригушно управљање) и генератора и потрошача енергије (запреминско управљање).



Слика 1.1 Општи симболички дијаграм хидроелектричног система управљања са пригушним управљањем



Слика 1.2 Општи симболички дијаграм хидроелектричног система управљања са запреминским управљањем

У управљању преноса хидрауличке енергије постоје два основна концепта: пригушни и запремински. Код пригушног концепта управљања управљање се остварује тако што се на путу преноса постави пригушни елемент (вентил, разводник) на коме се врши расподела енергије на користан део који одлази ка оптерећењу и део који се неповратно губи и претвара у топлоту (слика 1.1). С обзиром да се пригушни концепт управљања базира на губитку енергије да би се постигла већа енергетска ефикасност тежња је да се пригушно управљање све више замењује запреминским управљањем код кога пумпа даје приближно онолико енергије колико је извршном органу потребно за савлађивање оптерећења (слика 1.2). Веза између пумпе и хидромотора код система са запреминским управљањем остварује се дугачким хидрауличким водом. Дужине ових водова могу бити од неколико метара до неколико десетина метара што је нарочито изражено код грађевинских и рударских машина где се захтева већа удаљеност радног дела од управљачког из функционалних и безбедносних разлога. Постојање дугачког хидрауличког вода у овом систему знатно усложњава његову динамику, јер физичке величине притисак и проток које карактеришу пренос енергије дуж дугачког хидрауличког вода, зависе поред временске и од просторне координате. Зависност ових физичких величина и од просторне координате условљава да се при математичком опису дугачког хидрауличког вода просторна расподељеност не може занемрити па се он описује моделом са расподељеним параметрима. Модели са расподељеним параметрима описују се парцијалним диференцијалним једначинама и добијени модел је бесконачно високог реда. Предмет рада ове тезе је да се тако

добијени математички модел бесконачног реда редукује на адекватан математички модел високог реда и тиме знатно повећа његова употребна вредност.

Са аспекта управљања овде се појављује како решити проблем управљања објекта високог реда (што је овде случај, јер се ради о хидрауличком преноснику снаге са запреминским управљањем и дугачким хидрауличним водом, којим треба управљати), јер у индустријској пракси су присутни регулатори фиксне структуре, а и објекти се описују моделима ниског реда што овде није случај. Да би се могао регулисати систем са стандардним регулаторима присутним у индустрији (П, ПИ, ПИД), потребно је пронаћи методологију за пројектовање регулатора када постоји ограничење на димензију регулатора. Као резултат истраживања дефинисане су процедуре и методологија за пројектовање П, ПИ и ПИД регулатора за системе чији су математички модели високог реда $n \geq 10$. Отуда се оправдава потреба дефинисања методологије синтезе регулатора фиксне структуре и ниског реда у циљу побољшања квалитета рада хидро-електричних система управљања са дугачким хидрауличким водовима.

У вези са наведеним, дисертација обухвата:

- поставку и значај проблема разматрања,
- досадашње истраживачке резултате,
- математичко моделирање дугачких хидрауличких водова,
- пројектовање П регулатора за хидрауличке системе управљања са дугачким водовима
- пројектовање ПИ регулатора за хидрауличке системе управљања са дугачким водовима
- пројектовање ПИД регулатора за хидрауличке системе управљања са дугачким водовима и
- закључна разматрања.

2. ПРЕГЛЕД ИСТРАЖИВАЧКИХ РЕЗУЛТАТА

Динамичко понашање хидрауличних водова као струјно-енергетских елемената је било предмет више истраживача из домена механике флуида и хидроенергије [7-11]. У радовима [7-8] хидраулички водови су описани математичким моделима са расподељеним параметрима док је у раду [9] хидраулички вод описан моделом са концентрисаним параметрима. Радови [10-11] се баве проблематиком решавања парцијалних диференцијалних једначина којима су описани модели хидрауличног вода са расподељеним параметрима.

Из домена хидростатичких преносника снаге и хидроуправљачких система, овом проблематиком у свету се посебно бавио Watton J. [1-3]. Он у својим радовима хидраулички вод повезује у електрохидрауличке системе и прати утицај динамике вода на понашање целог система са посебним акцентом на системе са пригушним управљањем а не на системе са запреминским управљањем који су предмет ове дисертације.

У доступној литератури, са аспекта управљања, овај проблем није посебно разматран. Како синтеза адекватних алогоритама управљања може омогућити побољшање перформанси хидроелектричних система управљања са дугачким хидрауличким водовима, то је истраживање аспекта синтезе регулатора ових система од посебног значаја.

У нашој земљи овом проблематиком се бави Центар за аутоматско управљање и флуидну технику Машинског факултета у Краљеву чији истраживачки резултати су представљени низом референци од којих су најзначајније презентоване у међународним и домаћим научним часописима [12-13] као и међународним научним конференцијама [14-18]. У референци [12] је дата методологија пројектовања П регулатора методом геометријског места корена затвореног кола у коју су укључене и перформансе кроз спецификацију релативне стабилности система, која подразумева унапред задату локацију полова преносне функције затвореног кола у комплексној равни, утврђену на основу познатих захтева. Методологија пројектовања П регулатора у овој референци дата је за систем код кога се хидромотором управља помоћу пумпе променљивог протока при чему је веза између пумпе и мотора остварена дугачким хидрауличким водом. У референци [13] је представљена методологија пројектовања П регулатора са два степена слободе за

овај систем. У референцама [14-18] представљени су резултати са аспеката моделирања и симулације понашања система (са пригушним и запреминским управљањем) код којих се веза између извршног органа и управљачког елемента остварује дугачким хидрауличким водом.

Аспект пројектовања регулатора фиксне структуре (П, ПИ и ПИД) за управљање индустријским процесима је присутан у литератури од појаве првих хеуристичких правила за пројектовање регулатора које су дали Зиглер и Николс 1942 године [19-20]. Од тада, па до данас, бројни радови су посвећени одређивању параметара регулатора, сходно различитим типовима претпостављених управљаних процеса. Зиглер Николсову методу представљену у референцама [19-20] одликује велика једноставност у пројектовању параметара регулатора фиксне структуре, зато се она и данас користи. Међутим, поред предности она има и низ недостатака од којих су најзначајнији: користи врло мало информација о процесу, даје лошу робусност (пригушење затвореног кола је $\xi = 0.2$). Мало пригушешће доводи до деградације система и веома лоших перформанси са аспекта релативне стабилности и робусности, избор критичног појачања је везан за границу стабилности тако да систем лако може да пређе у подручје нестабилности. Постојали су многи покушаји да се Зиглер Николсове методе модификују, пре свега у циљу да буду робусније у односу на Зиглер Николсову методологију [21-23]. Све ове методе су задржале једноставност али и даље користе мало информација о процесу (свега два параметра). Међутим, ове методе су успеле да обезбеде бољу робусност од Зиглер Николсове методе али на рачун жртвовања перформанси одзива.

Најновија истраживања [24-34], чији је циљ побољшање Зиглер Николсових метода, у оквиру проблема регулисања индустријских процеса узимају у обзир:

- поремећај оптерећења (максимизира се појачање интегратора уз робусност као ограничење),
- шум мерења (смањује се појачање регулатора),
- остваривање референтне трајекторије (врши се тежинско пондерисање задате вредности) и
- робусност.

Заједничко за већину метода датих у референцама [24-33], је то што се проблем пројектовања параметара регулатора фиксне структуре своди на решавање нелинеарних алгебарских једначина. Критични фактор је избор добрих почетних

услова. У основи су то нумеричке методе којима се губи инжењерска интуиција о практично решавању проблема. У референци [34] дата је једноставна процедура за подешавање ПИ регулатора. Проблем се своди на минимизацију ИЕ критеријума уз ограничење да Никвистова крива функције петље има тангенту у левој полуравни, паралелну имагинарној оси. Резултат процедуре су експлицитне формуле за пропорционално и интегрално појачање. Код ове методе није потребно решавање нелинеарних алгебарских једначина.

Слично методи описаној у референци [34] и у референцама [24-33], у овој докторској дисертацији развијена је једноставна методологија за пројектовање регулатора фиксне структуре за процесе високог реда. Резултат процедуре су експлицитне формуле за добијање параметара регулатора засноване на јасним инжењерским ограничењима која обухватају релативну стабилност и време смирења. Методологија је тестирана на процесу високог реда реалног индустријског процеса пумпно управљаног мотора код кога је веза између пумпе и мотора остварена дугачким хидрауличким водом. Методологија је примењена и на процесима са великим релативним временом кашњења као и на другим процесима који су посматрани у наведеној литератури и резултати добијени њеном применом дати су у овој докторској дисертацији.

3. МАТЕМАТИЧКО МОДЕЛИРАЊЕ И АНАЛИЗА СТРУЈАЊА РАДНОГ ФЛУИДА У ДУГАЧКИМ ВОДОВИМА

Услед испитивања динамике хидрауличног вода на понашање система, неопходно је анализирати начине моделирања струјања радног флуида у дугачким хидрауличним водовима. Са аспекта моделирања ради се о моделу хидрауличног вода са расподељеним параметрима и моделу хидрауличног вода са концентрисаним параметрима. У циљу моделирања а независно од примењеног начина на који описујемо хидраулични вод неопходно је увести и размотрити низ претпоставки [8-9, 35-39, 42-45].

Претпоставка 1. Струјање радне течности је једнодимензијско нестационарно струјање. При струјању течности термодинамичке величине стања флуида (p , ρ , θ) као и брзина струјања (v) у једном тренутку имају различите вредности у различитим тачкама простора. Све оне су функције времена и просторних координата. У оним случајевима где су промене ових величина посебно изражене, у правцу струјања радног медијума, говори се о тзв. "једнодимензијском струјању" при чему се занемарују промене тих величина у преостала два правца. Геометрија спроведеног апарата непосредно утиче на оправданост ове претпоставке. Пошто се ради о водовима константног попречног пресека, код кога је једна димензија далеко изражена у односу на друге, може се ова претпоставка увек прихватити. Увођењем ове претпоставке не елиминишу се парцијалне диференцијалне једначине, али је њихово решавање сада једноставније имајући у виду да важи :

$$\frac{\partial(\circ)}{\partial x} \neq 0; \quad \frac{\partial(\circ)}{\partial y} \equiv 0; \quad \frac{\partial(\circ)}{\partial z} \equiv 0 \quad (3.1)$$

При чему је (x) правац струјања радног флуида.

Претпоставка 2. Струјање је ламинарно.

Претпоставка 3. Кинематска и динамичка вискозност имају константне вредности. Кинематска и динамичка вискозност зависе од природе флуида, његовог топлотног стања и од притиска коме је изложен. Притисак сам по себи релативно слабо утиче на обе ове особине нестишљивог флуида. Уколико промене притиска и температуре нису велике може се прихватити ова претпоставка.

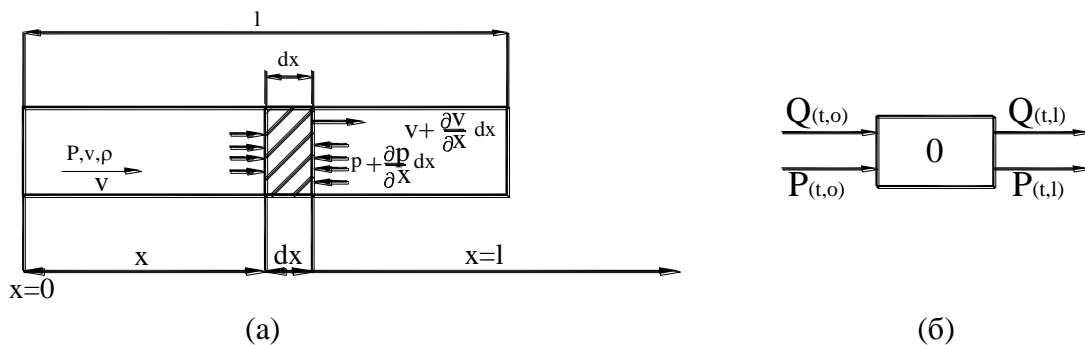
Претпоставка 4. Вискозно трење између појединих слојева радног флуида унутар хидрауличног вода се занемарује. Силе вискозног трења појављују се на унутрашњим зидовима хидрауличног вода.

Претпоставка 5. Процеси у хидрауличним водовима су изентропски. Промена ентропије услед сила трења, прелаза топлоте и мешања флуидних делића се занемарује.

Претпоставка 6. Силе поља (гравитационог, магнетног и др.) се занемарују.

У оквиру динамике једнодимензијских струјања радног флуида у дугачким хидрауличним водовима оваква струјања се разматрају као "нестационарна струјања у стационарном влакну".

На слици (3.1 а) дата је симболичка схема хидруличног вода дужине (l), константног попречног пресека A , кроз који струји вискозна течност густине (ρ). Према дијаграму процеса приказаног на слици (3.1 б) одређујемо његов математички модел у облику одговарајућих преносних функција.



Слика 3.1 Симболичка шема и структурни дијаграм дугачког хидрауличног вода

3.1 Једначина континуитета за једнодимензијско нестационарно струјање

На основу закона о одржању масе који важи у динамици флуида, следи да се маса (dm) делића флуида не мења за време кретања у непрекидном струјном пољу те важи једначина:

$$dm = \rho \cdot dV = \text{const.} \tag{3.1}$$

Претходна констатација се изражава математички као :

$$\frac{d}{dt}(dm) = \frac{d}{dt}(\rho \cdot dV) = dV \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{d}{dt}(dV) = 0 \tag{3.2}$$

Пошто израз $\frac{d\rho}{dt}$ представља тотални диференцијал густине $\rho = \rho(x, t)$ по времену (t), то је:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial\rho}{\partial t} + v \frac{\partial\rho}{\partial x} \quad (3.3)$$

Прираштај елементарне запремине можемо записати на следећи начин:

$$\frac{d}{dt}(dV) = A \frac{\partial v}{\partial x} dx \quad (3.4)$$

Повезујући једначине (3.2), (3.3) и (3.4) добијамо:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + v \frac{\partial\rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (3.5)$$

Једначина стања једначине масе флуида може се написати у облику:

$$p = p(\rho, s) \quad (3.6)$$

Тотални диференцијал једначине стања по времену при изентропској промени стања ($s = \text{const.}$) је:

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \frac{d\rho}{dt} \quad (3.7)$$

Пошто брзина звука у флуиду износи:

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s} \quad (3.8)$$

Повезивањем једначина (3.7) и (3.8) добија се веза између притиска и густине:

$$\frac{dp}{dt} = c^2 \frac{d\rho}{dt} \quad (3.9)$$

Пошто је притисак радног флуида у хидрауличном воду функција времена (t) и координате (x),

$p = p(x, t)$, то је прираштај притиска могуће одредити као:

$$\frac{dp}{dt} dx = \frac{\partial p}{\partial t} dx \quad (3.10)$$

Повезујући једначине (3.9) и (3.10) са једначином (3.3) добијамо:

$$c^2 \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.11)$$

Повезујући сада једначину (3.5) са једначином (3.11) добијамо:

$$-c^2 \rho \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.12)$$

Како је на основу претпоставке 1. површина попречног пресека хидрауличног вода константна, то запремински проток кроз хидраулични вод можемо записати у следећем облику:

$$Q(t, x) = A \cdot v(t, x) \quad (3.13)$$

Повезујући једначине (3.12) и (3.13) добијамо једначину континуитета за једнодимензијско нестационарно струјање радног флуида кроз дугачки хидраулични вод:

$$\frac{\partial Q(t, x)}{\partial x} = -\frac{A}{\rho c^2} \frac{\partial p(t, x)}{\partial t} \quad (3.14)$$

Једначина (3.14) успоставља везу између временских промена притиска и промене протока дуж хидрауличног вода.

3.2 Једначина количине кретања за једнодимензијско нестационарно струјање у дугачком хидрауличном воду

За контролну запремину коначне величине, количина кретања масе у контролној запремини износи:

$$K = mv = \rho v dV \quad (3.15)$$

На основу закона о промени количине кретања и на усвојене претпоставке можемо записати:

$$\frac{d}{dt} (\rho v dV) = dF_p - dF_{tr} \quad (3.16)$$

Лева страна претходне једначине може се развити на следећи начин:

$$\frac{d}{dt} (\rho v dV) = \rho dV \frac{dv}{dt} + v \frac{d}{dt} (\rho dV) \quad (3.17)$$

Повезујући једначине (3.2) и (3.17) добијамо:

$$\frac{d}{dt} (\rho v dV) = \rho dV \frac{dv}{dt} = \rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right] \cdot A dx \quad (3.18)$$

Силе притиска одређене су на следећи начин:

$$dF_p = pA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) A = -A \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (3.19)$$

Израз за силу трења на унутрашњим зидовима хидрауличног вода могуће је одредити на основу израза:

$$dF_{tr} = f_r \rho A dx = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \rho A dx \quad (3.20)$$

где су:

f_r – сила трења по јединици масе

λ - коефицијент трења који зависи од режима струјања

За ламинарно струјање коефицијент трења се може одредити на основу израза:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}; \quad R_e = \frac{dv}{\eta} \quad (3.21)$$

d – унутрашњи пречник хидрауличног вода

η - коефицијент динамичке вискозности радног флуида

Повезивањем једначина (3.20) и (3.21) добија се израз за силу трења:

$$dF_{tr} = 32A\eta \frac{v}{d^2} dx \quad (3.22)$$

На основу једначина (3.18), (3.19) и (3.22) добијамо:

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right] \cdot A = -A \frac{\partial p}{\partial x} - 32 \frac{A\eta v}{d^2} \quad (3.23)$$

Занемаривањем конвективног члана $v \frac{\partial v}{\partial x} \approx 0$, при услову да је брзина струјања флуида мала и коришћењем израза (3.13) добија се једначина количине кретања за једнодимензијско нестационарно струјање радног флуида у дугачком хидрауличном воду.

$$\frac{\rho}{A} \frac{\partial Q(t, x)}{\partial t} + \frac{128\eta}{\pi d^4} Q(t, x) = - \frac{\partial p(t, x)}{\partial x} \quad (3.24)$$

Једначина (3.24) успоставља везу између временских промена протока и промене притиска дуж хидрауличног вода.

Једначине (3.14) и (3.24) одређују линеарни математички модел, процеса нестационарног струјања радног флуида у дугачким хидрауличним водовима, у облику система парцијалних диференцијалних једначина.

3.3 Модел дугачког хидрауличног вода са расподељеним параметрима

Решење једначина (3.14) и (3.24), које одређују линеарни математички модел процеса нестационарног струјања радног флуида у дугачким хидрауличким водовима, одредићемо применом Лапласове трансформације на поменути систем једначина. Решење тог проблема је модел у облику преносних функција дугачког хидрауличног вода.

$$\frac{\partial Q(t, x)}{\partial x} = -C \frac{\partial p(t, x)}{\partial t} \quad /L_{t \rightarrow s} \quad (3.25)$$

$$L \frac{\partial Q(t, x)}{\partial t} + RQ(t, x) = -\frac{\partial p(t, x)}{\partial x} \quad /L_{t \rightarrow s} \quad (3.26)$$

$$\text{Где су: } R = \frac{128\eta}{\pi d^4}; L = \frac{\rho}{A}; C = \frac{A}{\rho c^2} = \frac{A}{E} \quad (3.27)$$

и представљају респективно отпор, индуктивитет и капацитет дугачког хидрауличног вода.

η - коефицијент динамичке вискозности радног флуида

d – пречник хидрауличног вода

ρ - густина радног флуида у хидрауличном воду

A – површина попречног пресека хидрауличног вода

E – еквивалентни модул еластичности

c – брзина звука у флуиду

Систем описан једначинама (3.25) и (3.26) одређује динамичке карактеристике дугачког хидрауличног вода у функцији параметара R , L и C који су распоређени по његовој дужини.

Примењујући Лапласову трнсформацију на систем описан једначинама (3.25) и (3.26) по временској координати L_{t-s} , при свим почетним условима једнаким нули добијамо:

$$\frac{\partial Q(s, x)}{\partial x} = -Y \cdot p(s, x) \quad /L_{x \rightarrow \sigma} \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial p(s, x)}{\partial x} = -Z \cdot Q(s, x) \quad /L_{x \rightarrow \sigma} \quad (3.29)$$

$$\text{где су: } Y = Cs; Z = Ls + R \quad (3.30)$$

Примењујући сада Лапласову трансформацију на систем описан једначинама (3.28) и (3.29) по просторној координати $L_{x-\sigma}$, добијамо:

$$\sigma \cdot Q(s, \sigma) - Q(s, 0) = -Y \cdot p(s, \sigma) \quad (3.31)$$

$$\sigma \cdot p(s, \sigma) - p(s, 0) = -ZQ(s, \sigma) \quad (3.32)$$

Елиминацијом $Q(s, \sigma)$ из система једначина (3.31) и (3.32) и након свођења добијамо:

$$p(s, \sigma) = \frac{\sigma}{\sigma^2 - \Gamma^2} p(s, 0) - Z_c \frac{\Gamma}{\sigma^2 - \Gamma^2} Q(s, 0) \quad /L_{\sigma \rightarrow x}^{-1} \quad (3.33)$$

$$\text{где су: } \Gamma = \sqrt{ZY}; Z_c = \sqrt{\frac{Z}{Y}} \quad (3.34)$$

Применом инверзне Лапласове трансформације на једначину (3.33) добијамо:

$$p(s, x) = \operatorname{ch}(\Gamma x) \cdot p(s, 0) - Z_c \operatorname{sh}(\Gamma x) \cdot Q(s, 0) \quad (3.35)$$

Елиминацијом $p(s, \sigma)$ из система једначина (3.31) и (3.32) након свођења добијамо:

$$Q(s, \sigma) = -\frac{1}{Z_c} \frac{\Gamma}{\sigma^2 - \Gamma^2} p(s, 0) + \frac{\sigma}{\sigma^2 - \Gamma^2} Q(s, 0) \quad / L_{\sigma \rightarrow x}^{-1} \quad (3.36)$$

Применом инверзне Лапласове трансформације на једначину (3.36) добијамо:

$$Q(s, x) = -\frac{1}{Z_c} \operatorname{sh}(\Gamma x) \cdot p(s, 0) + \operatorname{ch}(\Gamma x) \cdot Q(s, 0) \quad (3.37)$$

Формирајући одговарајуће количнике у једначинама (3.35) и (3.37) добијамо одговарајућу преносну матрицу дугачког хидрауличног вода:

$$\begin{bmatrix} p(s, x) \\ Q(s, x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \operatorname{ch}(\Gamma x) & -Z_c \operatorname{sh}(\Gamma x) \\ -\frac{1}{Z_c} \operatorname{sh}(\Gamma x) & \operatorname{ch}(\Gamma x) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p(s, 0) \\ Q(s, 0) \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

Да би дошли до математичког модела дугачког хидрауличног вода потребно је да познајемо и контурне (граничне) услове. За гранични услове бирамо притисак и проток на почетку ($x = 0$) и крају хидрауличног вода ($x = l$).

За $x = 0$:

$$p(s, x = 0) = p_1 ; \quad Q(s, x = 0) = Q_1 \quad (3.39)$$

за $x = l$:

$$p(s, x = l) = p_2 ; \quad Q(s, x = l) = Q_2 \quad (3.40)$$

Уврштавањем контурних (граничних) услова у једначину (3.38) одређујемо математички модел дугачког хидрауличног вода, са расподељеним параметрима, у облику преносне матрице описане једначином (3.41).

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \operatorname{ch}(\Gamma l) & -Z_c \operatorname{sh}(\Gamma l) \\ -\frac{1}{Z_c} \operatorname{sh}(\Gamma l) & \operatorname{ch}(\Gamma l) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

3.4 Модел дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима

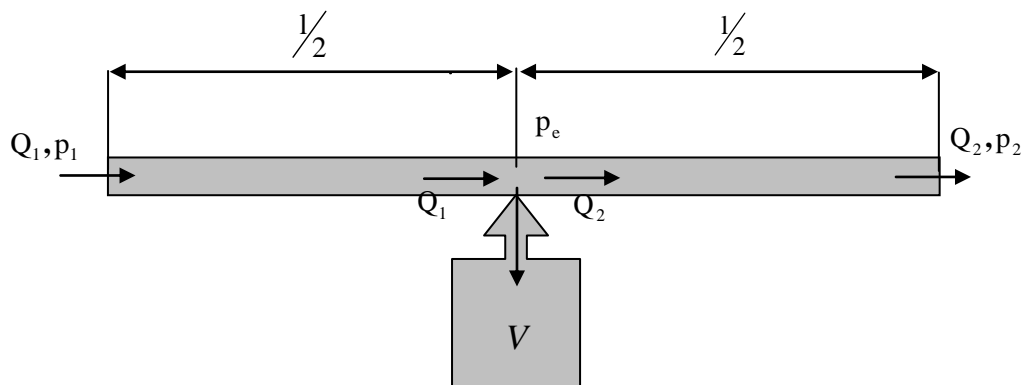
Применом једначине континуитета и једначине количине кретања за дугачки хидраулични вод могуће је одредити моделе дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима. То су приближни модели описани обичним диференцијалним једначинама за разлику од модела са распоређеним параметрима

који је описан парцијалним диференцијалним једначинама, чије решавање може произвести одређене тешкоће са аспекта симулације и анализе карактеристичних параметара система у фреквентном и временском домену.

У литератури се срећемо са "Т" и "П" приближним моделом са концентрисаним параметрима који узимају у обзир динамику хидрауличног вода, а чије решавање не представља веће тешкоће [1, 3, 10-11, 35-39, 45-46]. Главни недостатак модела хидрауличног вода са концентрисаним параметрима је мања тачност у односу на модел са распоређеним параметрима.

3.4.1 "Т" приближан модел дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима

На слици 3.2. приказана је симболичка шема хидрауличног вода моделираног преко "Т" приближног модела са концентрисаним параметрима. Код овог модела полазимо од претпоставке да је целокупна запремина хидрауличног вода $V = Al$ концентрисана на његовој средини са еквивалентним модулом еластичности E и притиском p_e , па се овај модел у литератури [1] назива "модел средњег притиска". У осталим деловима дугачког хидрауличног вода радни флуид се сматра нестишљивим, а вод нееластичним.



Слика 3.2 Симболичка шема хидрауличног вода моделираног "Т" приближним моделом са концентрисаним параметрима

Интеграцијом једначине (3.26) по подужној координати x хидрауличног вода, од његовог почетка до средине, добија се зависност притиска p_e у зависности од притиска и протока на улазу у хидраулични вод. Оваквом интеграцијом се постиже да параметри система постану искључиво функције времена.

Истоветним поступком интеграције, али сада од средине па до краја хидрауличног вода, добија се зависност притиска и протока на крају хидрауличног вода у функцији од притиска и протока на средини хидрауличног вода. Дакле, као продукт добијене су две диференцијалне једначине тоталног диференцијала:

$$p_e = p_1 - \frac{Rl}{2} Q_1 - \frac{Ll}{2} \frac{dQ_1}{dt} \quad (3.42)$$

$$p_2 = p_e - \frac{Rl}{2} Q_2 - \frac{Ll}{2} \frac{dQ_2}{dt} \quad (3.43)$$

Интеграцијом једначине (3.25) по подужној координати x , али сада од почетка до краја хидрауличног вода дужине l , јер је модел са јединственом запремином, следи једначина протока у зависности од притиска на средини хидрауличног вода p_e :

$$Q_1 = Q_2 + C l \frac{dp_e}{dt} \quad (3.44)$$

где су:

Q_1, p_1 – проток и притисак на почетку хидрауличног вода

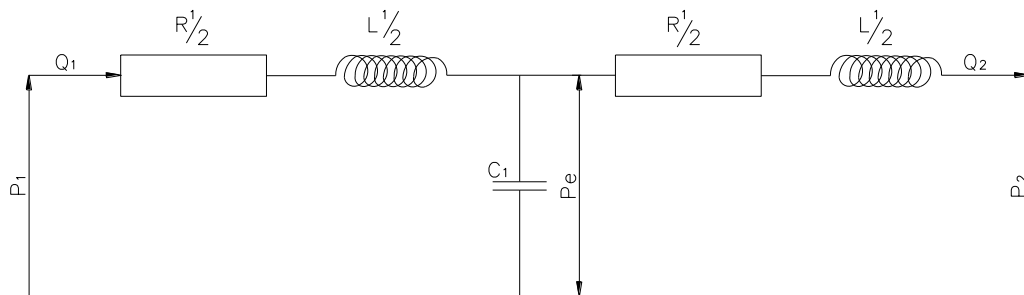
Q_2, p_2 – проток и притисак на крају хидрауличног вода

p_e – притисак на средини хидрауличног вода

R, L, C – отпор, индуктивитет и капацитет хидрауличног вода

l – дужина хидрауличног вода

Овај модел можемо представити преко своје еквивалентне електричне аналогије у облику простог електричног кола приказаног на слици (3.3.)



Слика 3.3 Еквивалентна електрична аналогија "Т" схеме хидрауличног вода са концентрисаним параметрима

При чему су коришћене следеће аналогије:

- Улазни напон електричног кола одговара притисаку на почетку хидрауличног вода p_1 .
- Излазни напон електричног кола одговара притиску на крају хидрауличног вода p_2 .

- Струја у улазном делу кола одговара протоку на почетку хидрауличног вода Q_1 .
- Струја у излазном делу кола одговара протоку на крају хидрауличног вода Q_2 .
- Напон на средини кола одговара притиску на средини хидрауличног вода p_e .

Параметри еквивалентног електричног кола узимају следеће вредности:

$$R^1 = R \cdot l; L^1 = L \cdot l; C^1 = C \cdot l \quad (3.45)$$

Применом Лапасове трансформације на једна чине (3.42), (3.43) и (3.44), при свим почетним условима једнаким нули и одговарајућих математичких трансформација добијамо:

$$p_2(s) = \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) p_1(s) - Z^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) Q_1(s) \quad (3.46)$$

$$Q_2(s) = -Y^1 p_1(s) + \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) Q_1(s) \quad (3.47)$$

где су: Z^1 - еквивалентна импеданса хидрауличног кола

Y^1 - еквивалентна адмитанса хидрауличног кола

$$Z^1 = R^1 + L^1 s; Y^1 = C^1 s \quad (3.48)$$

Преносна матрица за "Т" модел са концентрисаним параметрима дата је једначином:

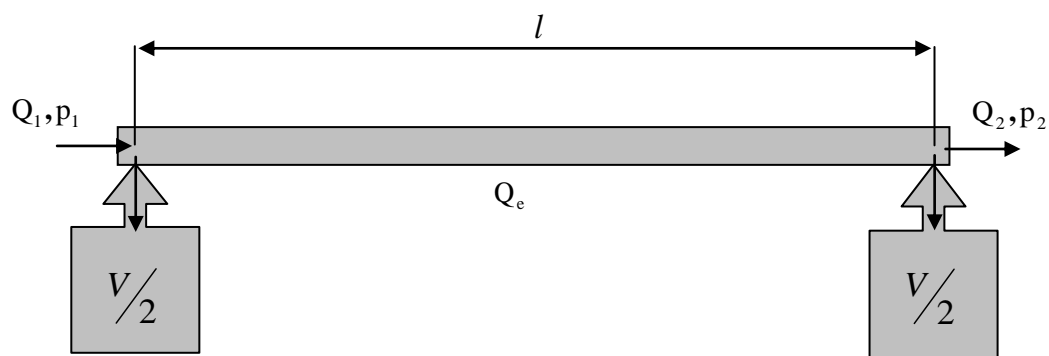
$$\begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) & -Z^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) \\ -Y^1 & \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

3.4.2 "П" приближан модел дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима

На слици 3.4. приказана је симболичка шема хидрауличног вода моделираног преко "П" приближног модела са концентрисаним параметрима. Код овог модела полазимо од претпоставке да је целокупна запремина хидрауличног вода $V = Al$, подељена на два дела и концентрисана на његовим крајевима са еквивалентним модулом стишљивости E и протоком на средини хидрауличног вода Q_e , па се овај модел у литератури [1] назива "модел средњег протока". У осталим деловима дугачког хидрауличног вода радни флуид се сматра нестишљивим, а вод нееластичним.

Интеграцијом једначине (3.25) по подужној координати x хидрауличног вода, од његовог почетка до средине, а затим од средине до краја хидрауличног вода добија се

зависност протока Q_e у зависности од притиска и протока на улазу и излазу хидрауличног вода. Оваквом интеграцијом се постиже да параметри система постану искључиво функције времена.



Слика 3.4 Симболичка шема хидрауличног вода моделираног "П" приближним моделом са концентрисаним параметрима

$$Q_e = Q_1 - \frac{Cl}{2} \frac{dp_1}{dt} \quad (3.50)$$

$$Q_2 = Q_e - \frac{Cl}{2} \frac{dp_2}{dt} \quad (3.51)$$

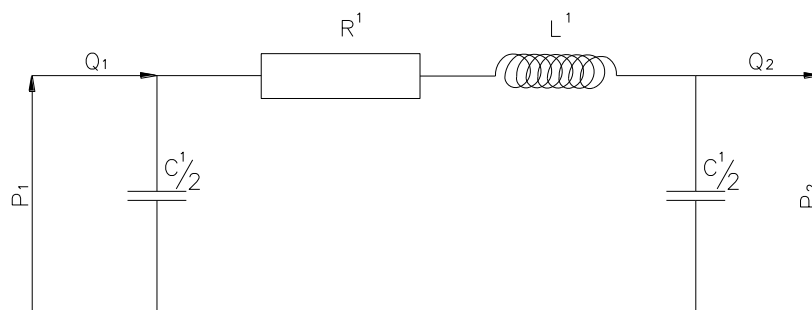
Интеграцијом једначине (3.26), по подужној координати x хидрауличног вода по целој његовој дужини, следи диференцијална једначина тоталног диференцијала:

$$p_1 - p_2 = RIQ_e + LI \frac{dQ_e}{dt} \quad (3.52)$$

Елементи хидрауличног кола описаног овим моделом имају следеће вредности:

$$R^1 = R \cdot l; L^1 = L \cdot l; C^1 = C \cdot l \quad (3.53)$$

Овај модел такође можемо приказати преко своје еквивалентне електричне аналогије у облику простог електричног кола приказаног на слици (3.5).



Слика 3.5 Еквивалентна електрична аналогија "П" схеме хидрауличног вода са концентрисаним параметрима

Применом Лапласове трансформације на једначине (3.50), (3.51) и (3.52) при свим почетним условима једнаким нули и одговарајућих математичких трансформација добијамо:

$$p_2(s) = \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) p_1(s) - Z^1 Q_1(s) \quad (3.54)$$

$$Q_2(s) = -Y^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) p_1(s) + \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) Q_1(s) \quad (3.55)$$

где су:

Z^1 - еквивалентна импеданса описаног хидрауличног кола

Y^1 - еквивалентна адмитанса описаног хидрауличног кола

$$Z^1 = R^1 + L^1 s; Y^1 = C^1 s \quad (3.56)$$

Преносна матрица за "П" модел са концентрисаним параметрима дата је једначином:

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) & -Z^1 \\ -Y^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) & \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

Из разлога побољшавања тачности, формирано је решење модела са концентрисаним параметрима представљено комбинованим моделом чија преносна матрица у себи садржи најбоље информације које нам ова два претходна решења могу понудити.

Преносна матрица за комбиновани модел са концентрисаним параметрима дата је једначином:

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) & -Z^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) \\ -Y^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) & \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

3.5 Преглед и анализа описаних модела струјања радног флуида у дугачком хидрауличном воду

Независно од начина моделирања и избора модела за опис струјања радног флуида у дугачком хидрауличном воду, сви описани модели могу се представити јединственом преносном матрицом у зависности од параметара система на почетку и крају хидрауличног вода [1, 47].

Јединствена преносна матрица која приказује зависност излазних параметара система, притиска p_2 и протока Q_2 , у функцији од улазних параметара система, притиска p_1 и протока Q_1 , описана је следећом једначином:

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & -B_L \\ -C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

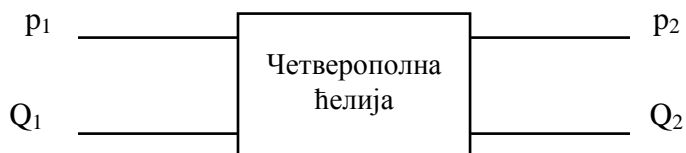
Коефицијенти квадратне матрице A_L , B_L , C_L и D_L представљају хиперболичке или полиномијалне функције комплексног броја ($s = j\omega$) у зависности од облика модела који је примењен за решавање проблема. Ради боље прегледности дат је табеларни приказ вредности ових коефицијената у табели 3.1. за све описане моделе када је вискозно трење узето у разматрање као и за случај када вискозно трење није узето у разматрање.

Табела 3.1 Вредности коефицијената квадратне матрице у зависности од облика модела

Коефицијенти	A_L	B_L	C_L	D_L	Z (Z^1)	Y (Y^1)	Z_c Γ
Облик модела							
Модел са распоређеним параметрима (са трењем)	$\text{ch}(\Gamma)$	$Z_c \text{sh}(\Gamma)$	$\frac{\text{sh}(\Gamma)}{Z_c}$	$\text{ch}(\Gamma)$	$R + Ls$	Cs	$\sqrt{Z/Y}$ \sqrt{ZY}
Модел са распоређеним параметрима (без трења)	$\text{ch}(\Gamma)$	$Z_c \text{sh}(\Gamma)$	$\frac{\text{sh}(\Gamma)}{Z_c}$	$\text{ch}(\Gamma)$	Ls	Cs	$\sqrt{Z/Y}$ \sqrt{ZY}
"Т" модел са концентрисаним параметрима (са трењем)	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$Z^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	Y^1	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$R^1 + L^1 s$	$C^1 s$	
"Т" модел са концентрисаним параметрима (без трења)	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$Z^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	Y^1	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$L^1 s$	$C^1 s$	
"П" модел са концентрисаним параметрима (са трењем)	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	Z^1	$Y^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$R^1 + L^1 s$	$C^1 s$	
"П" модел са концентрисаним параметрима (без трења)	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	Z^1	$Y^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$L^1 s$	$C^1 s$	
Комбиновани модел (са трењем)	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$Z^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	$Y^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$R^1 + L^1 s$	$C^1 s$	
Комбиновани модел (без трења)	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$Z^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	$Y^1 (1 + \frac{Z^1 Y^1}{4})$	$1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}$	$L^1 s$	$C^1 s$	

3.6 Анализа модела хидрауличног вода у фреквентном домену

Модел дугачког хидрауличног вода, како са расподељеним тако и са концентрисаним параметрима, могу бити упрошћено приказани у облику пасивне четворополне ћелије приказане на слици 3.6 [36].



Слика 3.6 Шема четворополне ћелије хидрауличног вода

Две од четири променљиве величине, (p_1 , Q_1 , p_2 и Q_2) могуће је узети за независне променљиве. Једначина (3.59) повезује излазне параметре хидрауличног вода у функцији од његових улазних параметара, где су за независне променљиве узети притисак и проток на почетку хидрауличног вода а притисак и проток на крају хидрауличног вода су функције ових параметара. Аналогно томе могуће је за независне променљиве узети и притисак и проток на крају хидрауличног вода али су тада притисак и проток на почетку хидрауличног вода функције ових параметара. Сходно томе можемо записати:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

Однос карактеристичних параметара дугачког хидрауличног вода могуће је представити његовим преносним функцијама:

$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{1}{A_L + \frac{B_L}{Z_{ca}}} \quad (3.60)$$

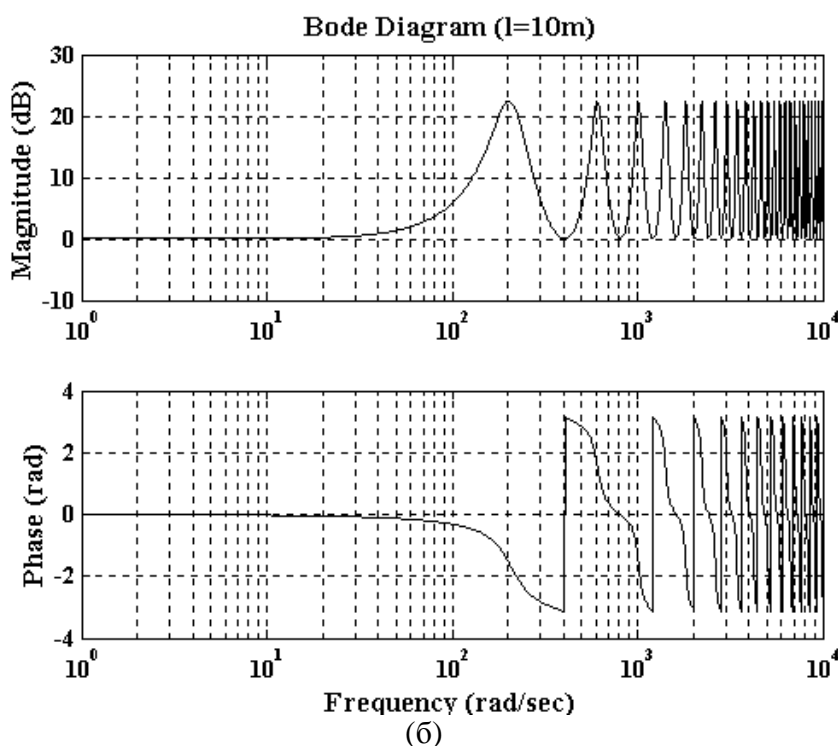
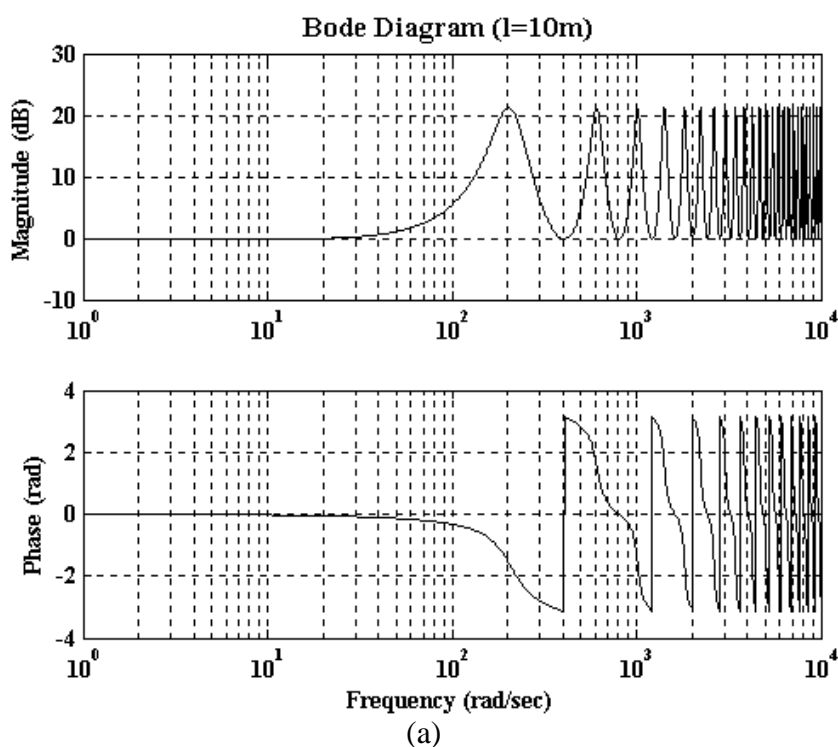
$$\frac{p_2(s)}{Q_1(s)} = \frac{1}{C_L + \frac{D_L}{Z_{ca}}} \quad (3.61)$$

где је : $Z_{ca} = \frac{p_2}{Q_2}$ (3.62)

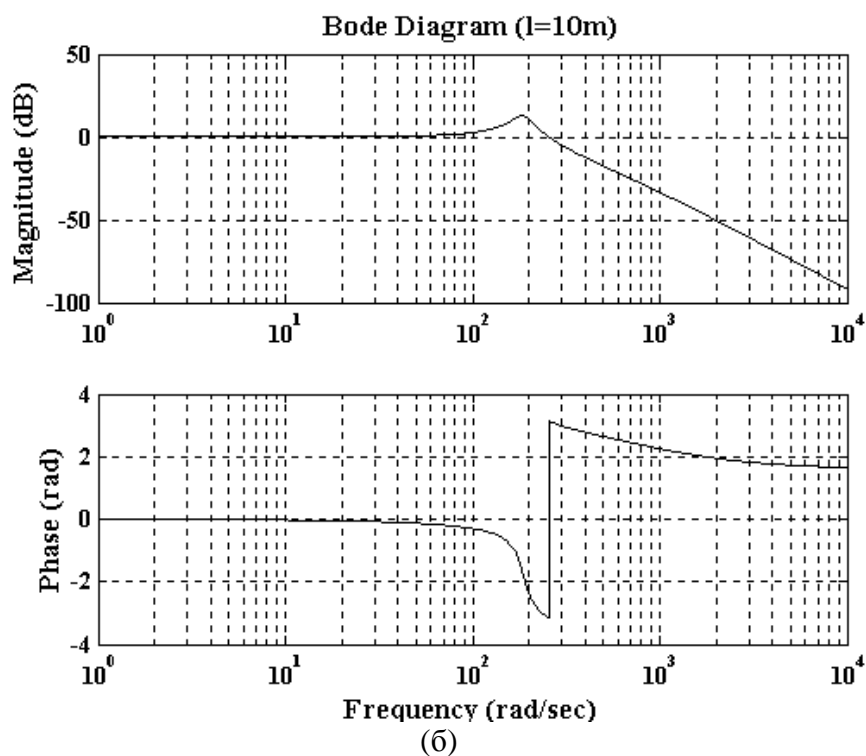
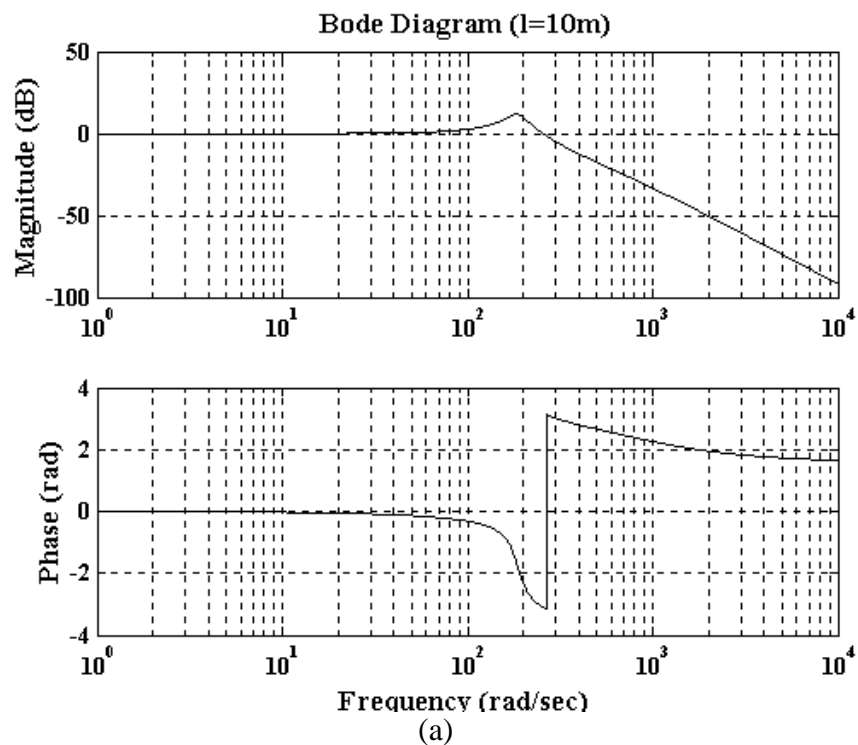
Анализа датих облика модела у фреквентном домену извршена је у програмском пакету Матлаб за следеће нумеричке вредности параметара хидрауличног вода.

$$\begin{aligned} E &= 1,43 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2; \rho = 860 \text{ kg/m}^3; \eta = 0,033 \text{ Ns/m}^2 \\ d &= 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}; l = 2, 4, 6, \dots, 16 \text{ m}; c = 1290 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (3.63)$$

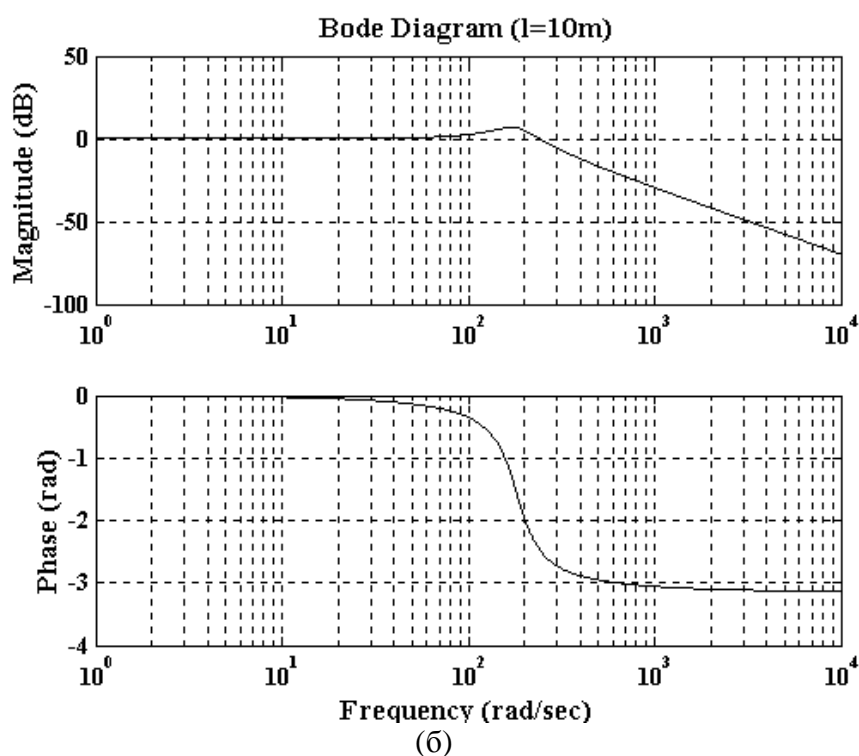
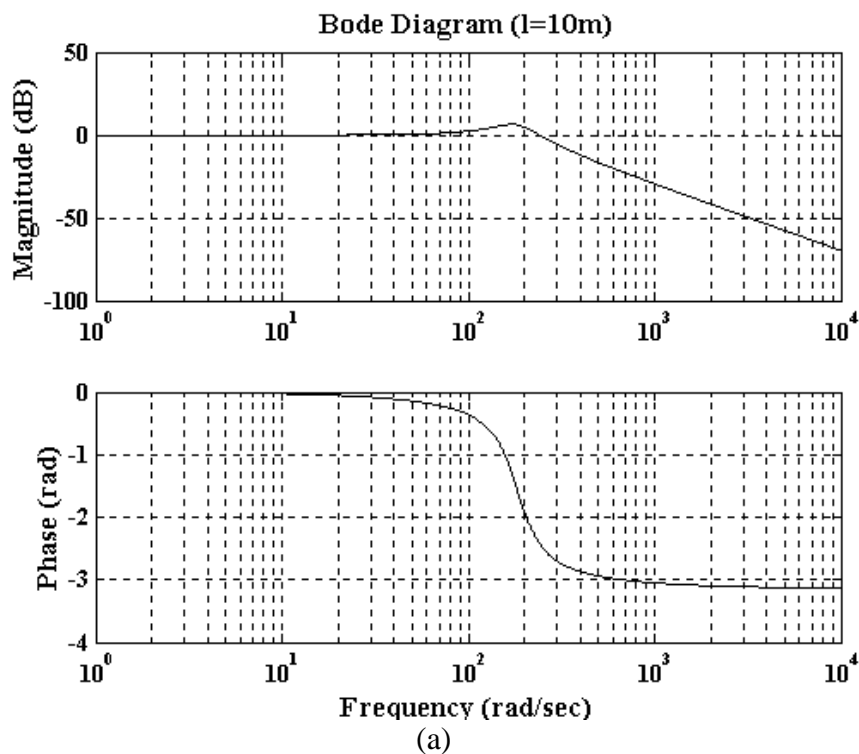
На сликама, од (3.7) до (3.9) приказане су амплитудна и фазна карактеристика (Бодеоу дијаграми), за све облике модела хидрауличног вода дате у табели (3.1), када су модели хидрауличног вода описани преносном функцијом која је дата једначином (3.60) и представља однос притиска на крају дугачког хидрауличног вода p_2 , према притиску на његовом почетку p_1 .



Слика 3.7 Амплитудна и фазна карактеристика за модел хидрауличног вода са расподељеним параметрима (а) модел са трењем (б) модел без трења



Слика 3.8 Амлитудна и фазна карактеристика за "Т" модел хидрауличног вода са концентрисаним параметрима (а) модел са трењем (б) модел без трења

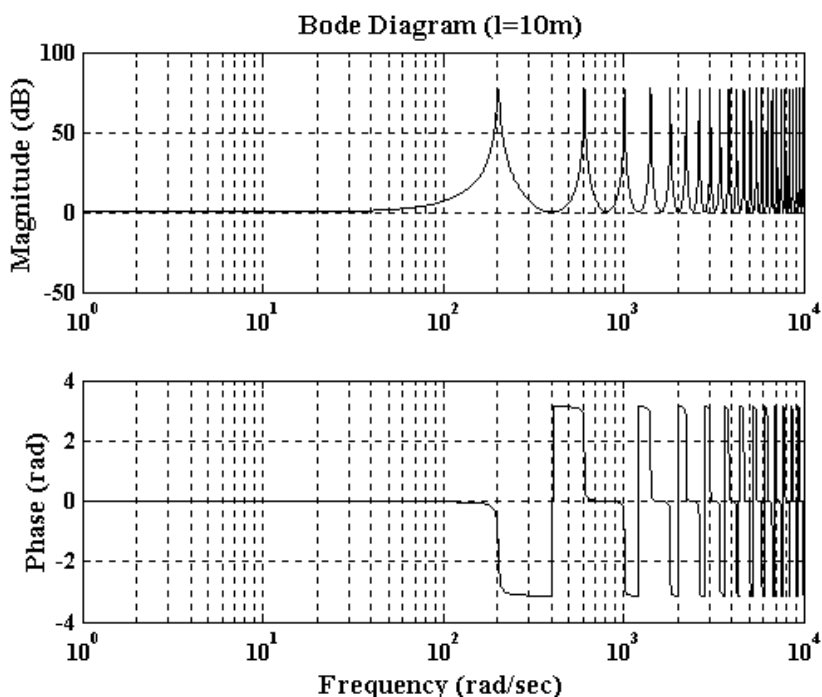


Слика 3.9 Амлитудна и фазна карактеристика за "П" модел хидрауличног вода са концентрисаним параметрима (а) модел са трењем (б) модел без трења

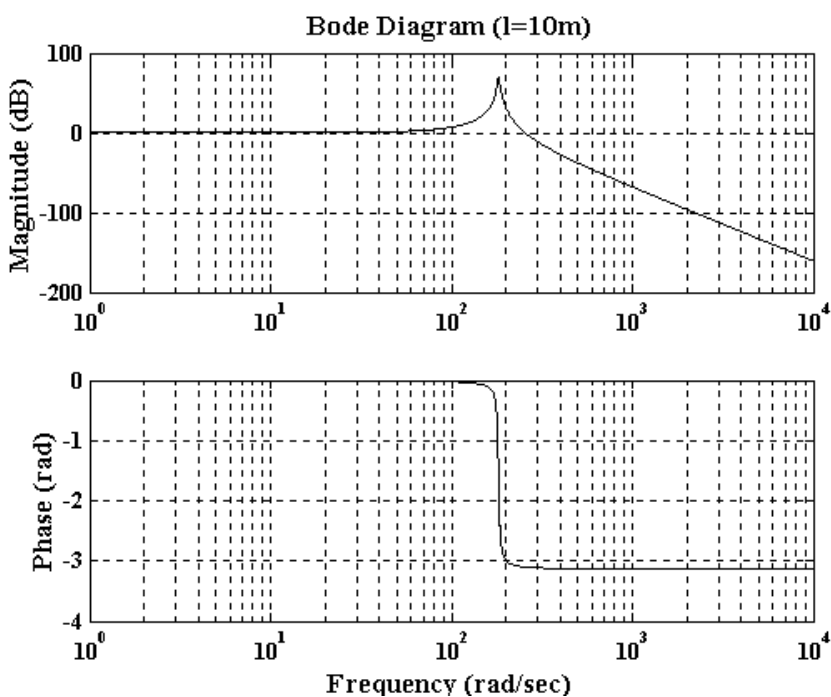
Уколико је $Z_{ca} = \infty$, што је случај када се на крају хидрауличног вода јавља запушење тј. ако је проток на крају хидрауличног вода $Q_2 = 0$, тада једначина (3.60) добија следећи облик:

$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{1}{A_L} \quad (3.64)$$

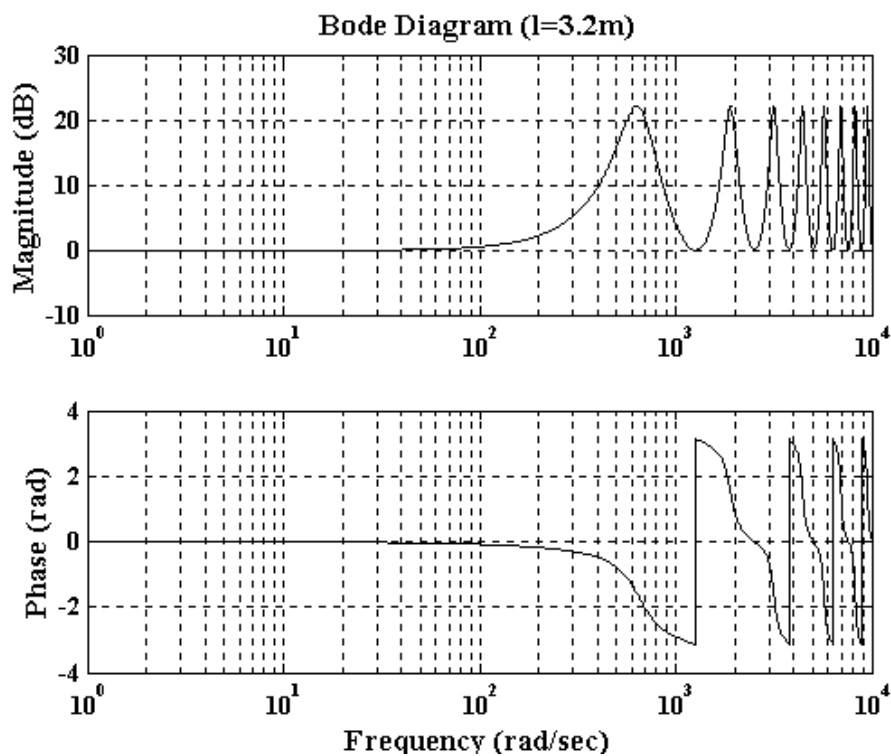
Бодеоу дијаграму за овај случај дати су на сликама 3.10 и 3.11 за облике модела хидрауличног вода са расподељеним и концентрисаним параметрима, дате у табели 3.1, када је треће узето у обзир.



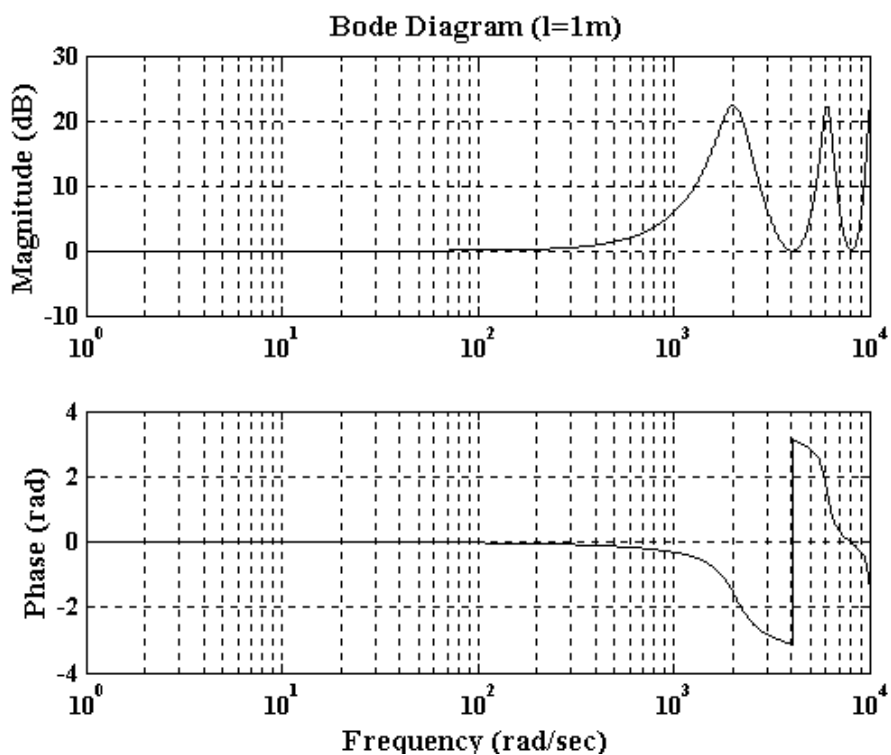
Слика 3.10 Амплитудна и фазна карактеристика за модел хидрауличног вода са расподељеним параметрима за $Z_{ca} = \infty$



Слика 3.11 Амплитудна и фазна карактеристика за модел хидрауличног вода са концентрисаним параметрима за $Z_{ca} = \infty$



Слика 3.12 Амплитудна и фазна карактеристика за модел хидрауличног вода са расподељеним параметрима ($l = 3,2 \text{ m}$)



Слика 3.13 Амплитудна и фазна карактеристика за модел хидрауличног вода са расподељеним параметрима ($l = 1 \text{ m}$)

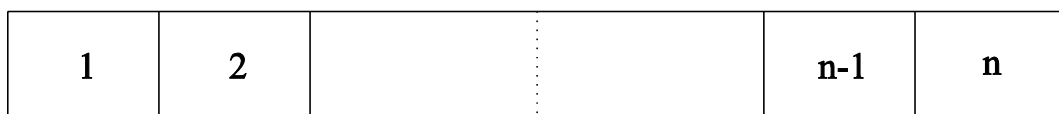
Анализирајући претходне дијаграме можемо извести следеће закључке:

- приближни модели хидрауличног вода дају задовољавајуће резултате само до одређених учестаности, могу се применити само за узак опсег фреквенци, што зависи од врсте примењеног приближног модела (да ли је хидраулични вод апроксимиран "Т" или "П" моделом са концентрисаним параметрима)
- као побољшање "Т" и "П" приближном моделу са концентрисаним параметрима уведен је комбиновани модел који задржава најбоља својства из једног и другог модела
- вискозно трење има мали утицај на амплитудну и фазну карактеристику па самим тим и на целокупну динамику хидрауличног вода
- дужина хидрауличног вода битно утиче на његову динамику
- дужина хидрауличног вода има знатан утицај на фазну карактеристику, са повећањем дужине хидрауличног вода смањује се пресечна учестаност, за дужину хидрауличног вода $l = 1\text{m}$, пресечна учестаност је 4000 rad/s (слика 3.13) док за дужину $l = 10\text{m}$, пресечна учестаност се смањила на 400 rad/s (слика 3.7)
- дужина хидрауличног вода утиче и на амплитудну карактеристику, тако што се са повећањем дужине хидрауличног вода повећава амплитуда
- дужина хидрауличног вода има знатан утицај на избор модела хидрауличног вода, тј. да ли хидраулички вод моделирати приближним или тачним моделом, за мање дужине хидрауличног вода његову динамику могуће је доста тачно описати и приближним моделима док за веће дужине хидрауличног вода приближни модели не дају веран приказ динамике хидрауличног вода
- за случај потпуно затвореног хидрауличног вода на његовом крају, када је проток Q_2 једнак нули, долази до знатног повећања амплитуде и промене облика фазне карактеристике што је јасно приказано на дијаграмима (слика 3.10) и (слика 3.11).

3.7 Апроксимација модела са расподељеним параметрима моделом високог реда са концентрисаним параметрима

Постојање дугачког хидрауличног вода у хидрауличким системима управљања знатно усложњава њихову динамику, јер физичке величине притисак и проток које карактеришу пренос енергије дуж дугачког хидрауличног вода, зависе поред временске и од просторне координате. Зависност ових физичких величина и од просторне координате условљава да се при математичком опису дугачког хидрауличног вода просторна расподељеност не може занемрити па се он описује моделом са расподељеним параметрима. Модели са расподељеним параметрима описују се парцијалним диференцијалним једначинама и добијени модел је бесконачно високог реда. Предмет рада ове тезе је да се тако добијени математички модел бесконачног реда редукује на адекватан математички модел високог реда и тиме знатно повећа његова употребна вредност.

Једначина (3.59) представља математички модел дугачког хидрауличног вода који је моделиран као један сегмент дужине l . Међутим, пошто хидраулички водови могу бити дугачки и неколико десетина метара онда посматрањем дугачког хидрауличног вода као једног “П” или “Т” сегмента дужине l , не би била обухваћена комплетна динамика самог физичког процеса који се одвија дуж хидрауличног вода, зато смо хидраулички вод поделили на n једнаких сегмента дужине l/n , као на слици 3.14, ради добијања адекватног математичког модела дугачког хидрауличног вода.



Слика 3.14 Хидраулички вод подељен на n-сегмената једнаке дужине l/n

Пошто је:

$$\begin{bmatrix} p_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix}; \begin{bmatrix} p_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_3(s) \\ Q_3(s) \end{bmatrix}; \dots; \begin{bmatrix} p_{n-1}(s) \\ Q_{n-1}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_n(s) \\ Q_n(s) \end{bmatrix} \quad (3.65)$$

Повезивањем ових једначина добија се:

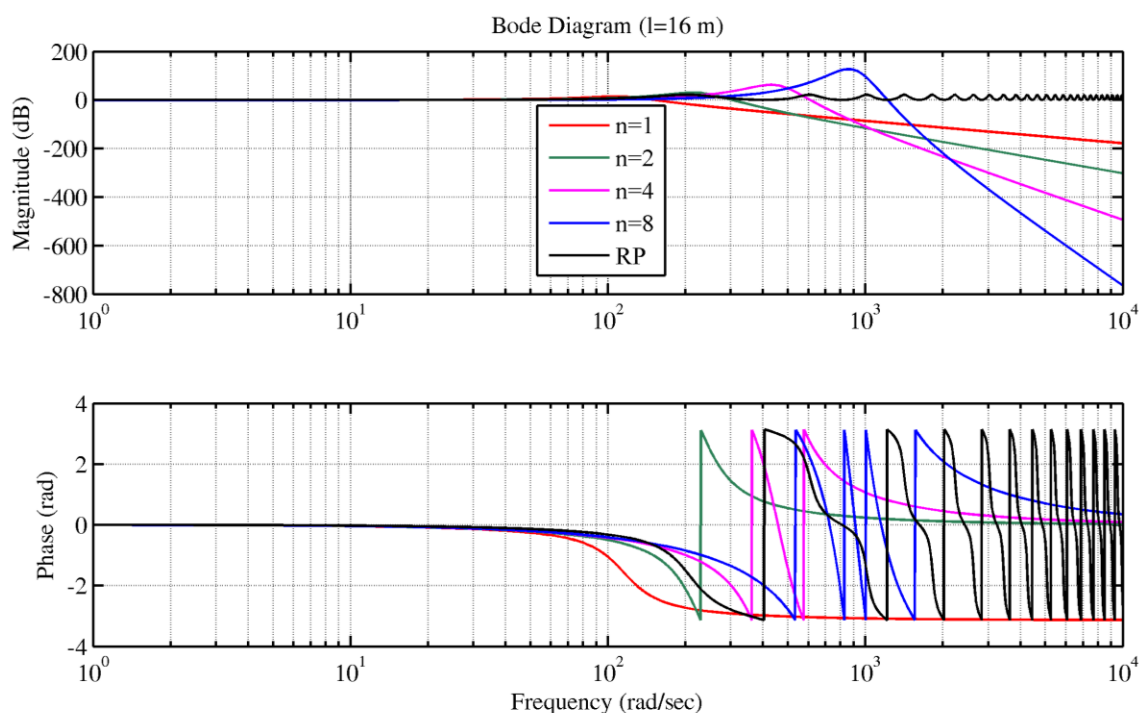
$$\begin{bmatrix} p_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix}^n \cdot \begin{bmatrix} p_n(s) \\ Q_n(s) \end{bmatrix} \quad (3.66)$$

Сада основни елементи дугачког хидрауличног вода који фигуришу у полиномима A_L , B_L , C_L и D_L , имају вредности :

$$R^1 = R \cdot \frac{1}{n}; L^1 = L \cdot \frac{1}{n}; C^1 = C \cdot \frac{1}{n} \quad (3.67)$$

Имајући у виду једначине (3.66) и (3.67) у Матлабу је написан програм на основу кога је извршена симулација односа притиска на крају и почетку хидрауличног вода који је подељен на n -сегмената једнаке дужине l/n . Однос притисака $\frac{P_n}{P_1}(s)$ када је

дугачки хидраулички вод описан “П” моделом са концентрисаним параметрима за различит број сегмената и модел са расподељеним параметрима упоредно је приказан на слици 3.15 у фреквентном домену.



Слика 3.15 Упоредни приказ амплитудне и фазне карактеристике модела са расподељеним и концентрисаним параметрима

Повећавање броја сегмената у математичком смислу повећава ред система. Сваки сегмент подиже ред система за два. Тако да за 8 сегмената поделе на дужини хидрауличног вода од 16м добијамо систем 16.-тог реда. Међутим, повећавање броја сегмената не значи и већу тачност математичког модела. Потребно је наћи оптималан број сегмената система са концентрисаним параметрима који ће се најбоље репрезентовати систем са расподељеним параметрима. На основу анализе у фреквентном домену за посматрани систем хидрауличног вода од 16 м, са слике 3.15

видимо да подела хидрауличког вода на 4 сегмента даје најбоље решење и по амплитуди и по фази. Подела преко 4 сегмента, у овом случају, не само да је беспотребана са математичког аспекта у виду подизања реда система, већ може довести до погршног математичког модела на основу кога се врши пројектовање, а самим тим угрожавања стабилности стварног система.

Проблем утицаја динамике дугачког хидрауличног вода на понашање хидрауличких система управљања добија још више на значају у спрези основних управљачко енергетских компоненти дугачким хидрауличним преносним водовима о чему ће бити више речи у наредном поглављу.

4. ПРОЈЕКТОВАЊЕ П РЕГУЛАТОРА ЗА ХИДРАУЛИЧКЕ СИСТЕМЕ УПРАВЉАЊА СА ДУГАЧКИМ ВОДОВИМА

У последње време све се више постављају строжији и шири захтеви у вези запреминских хидростатичких преносника снаге у смислу истовременог остваривања високих енергетских степена искоришћења, високе брзине одзива уз смањење цене [1-3]. Ово се посебно односи на системе високе снаге и променљивог оптерећења (грађевинске и рударске машине, пољопривредне машине, транспортне машине, машине алатке и др.). Проблем утицаја динамике дугачког хидрауличног вода на понашање хидрауличких система управљања добија још више на значају у спреси основних управљачко енергетских компоненти дугачким хидрауличним преносним водовима.

У управљању преносом хидрауличке енергије користе се најчешће два основна концепта: пригушни и запремински. Код пригушног концепта управљања пумпа механичку енергију са вратила електромотора трансформише у хидрауличку која се преноси до извршног органа где се поново претвара у механичку. Управљање се остварује тако што се на том путу преноса постави пригушни елемент (вентил). На пригушном елементу се врши расподела енергије на користан део који одлази ка оптерећењу и део који се неповратно губи - претвара у топлоту. Пумпа у сваком тренутку даје више енергије него што је стварно потребно извршном органу за савлађивање оптерећења. Максимални степен искоришћења код система са пригушним управљањем износи свега $\eta = 0.27$, зато се ова врста управљања користи код система са релативно ниским снагама. Код запреминског управљања користи се пумпа променљивог протока која у сваком тренутку даје приближно онолико енергије колико је потребно извршном органу за савлађивање оптерећења. Управљање се не врши на елементу за губитке већ извору хидрауличке енергије променом протока пумпе. Промена протока се остварује променом специфичног протока пумпе (D_p) при константном броју обртаја вратила пумпе ($n_p = \text{const.}$). Степен искоришћења система са запреминским управљањем је знатно већи $\eta > 0.8$. У колима са запреминским управљањем промену протока на излазу из пумпе могуће је остварити променом броја обртаја на вратилу пумпе (n_p). За овај концепт користе се пумпе константне радне запремине ($D_p = \text{const.}$), али је неопходна уградња фреквентног регулатора који ће обезбедити промену броја обртаја пумпе[40].

Губитак енергије на пригушном елементу је оправдан за системе са релативно ниским снагама, док при већим снагама ови губици постају значајни па се у системима високе снаге иде на избацивање пригушног елемента на коме се енергија неповратно губи [40-41]. Очигледно је, да из ових захтева проистиче потреба за интензивнијим развојем система са запреминским управљањем у односу на системе са пригушним управљањем. Један од основних предуслова квалитетног и поузданог рада система високе снаге је стабилан и квалитетан рад система аутоматског регулисања хидростатичког преносника снаге, пумпно управљаног мотора са дугачким хидрауличким водовима (слика 4.1).

Постојање дугачког хидрауличког вода у овом систему знатно усложњава његову динамику, јер физичке величине притисак и проток које карактеришу пренос енергије дуж дугачког хидрауличког вода, зависе поред временске и од просторне координате. Зависност ових физичких величина и од просторне координате условљава да се при математичком опису дугачког хидрауличког вода просторна расподељеност не може занемрити па се он описује моделом са расподељеним параметрима. Модели са расподељеним параметрима описују се парцијалним диференцијалним једначинама и добијени модел је бесконачно високог реда [7-11]. Проблеми који настају при оваком моделирању везани су за решавање парцијалних диференцијалних једначина. Решавање парцијалних диференцијалних једначина није једноставно и често захтева писање сложених програма [48]. Поред математичког моделирања дугачког хидрауличког вода моделом са расподељеним параметрима, могуће је дугачки хидраулички вод описати обичним диференцијалним једначинама, односно моделим са концентрисаним параметрима [1-3, 15]. Решавање обичних диференцијалних једначина ствара знатно мање тешкоће у поређењу са решавањем парцијалних диференцијалних једначина. Наравно при моделирању дугачког хидрауличког вода моделом са концентрисаним параметрима треба водити рачуна да хидраулички вод поделимо на потребан број сегмената тако да обухватимо утицај његовог динамичког понашања на понашање целог система [1], [7-8], [47], [49].

У овом делу тезе је изложена проблематика описа система, пумпно управљаног мотора са дугачким хидрауличким водом, математичким моделом са концентрисаним параметрима где је дугачки хидраулички вод подељен на n једнаких "П" сегмената. Тако добијен математички модел је високог реда али применом одговарајуће методологије, његов ред ће бити редукован и тиме знатно повећана његова употребна вредност. Овако добијен математички модел, поред горе наведене

примене, може наћи примену и у медицинским истраживањима при струјању крви кроз велике крвне судове у људском телу [50].

Са аспекта управљања овде се појављује како решити проблем управљања објекта високог реда регулаторима фиксне структуре (П, ПИ, ПИД) који су присутни у индустријској пракси. Тиме се избегава пројектовање регулатора високог реда (најмање реда модела система) које омогућава савремена теорија управљања [26-30]. Проблему пројектовања регулатора фиксне структуре посвећена је референца [31]. У наведеној референци разматрано је пројектовање П, ПИ и ПИД регулатора за системе са и без кашњења. Коришћена је генерализација Хермите- Бихлер-ове теореме на основу које се одређује расподела нула реалних полинома који не морају бити Хурвицови.

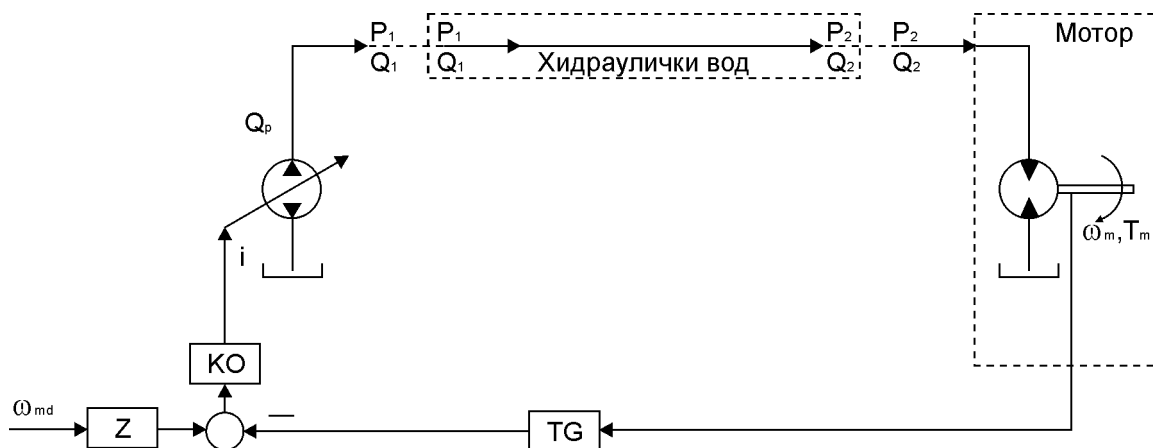
У референци [51] предложен је генерализовани Никвистов критеријум за анализу стабилности система. Генерализација се састоји у увођењу релативне стабилности у Никвистов критеријум. Овде се за сваки случај специфицираног пригушења морају рачунати одговарајуће Чебишевљеве функције.

Од објекта аутоматског управљања се захтева да оствари задато динамичко понашање и при непредвидивим дејствима поремећаја, чији интензитети се налазе у дозвољеним границама, или при свесним променама референце. Природа објекта је таква да они не могу сами у свим условима рада да одговоре постављеним захтевима зато се уводи управљање њима. Какав ће закон и врста управљања бити, зависи од усвојеног концепта управљања, али се у крајњој линији проблем своди на одређивање управљачког уређаја који ће у спрези са објектом обезбедити жељено динамичко понашање. Овде је основна идеја пројектовање П регулатора који ће обезбедити промену протока на излазу из пумпе за објекат кога чине пумпа и мотор у спрези са дугачким хидрауличким водом. Пројектовање П регулатора извршено је методом геометријског места корена затвореног кола у коју су укључене и перформансе кроз спецификацију релативне стабилности система, која подразумева унапред задату локацију полова преносне функције затвореног кола у комплексној равни, утврђену на основу познатих захтева.

Метода пројектовања заснива се на снажној подршци софтверског пакета Матлаб. Предложена процедура значајно упрошћава пројектовање П регулатора у поређењу са референцом [51]. У основи, примењена метода представља реафирмацију графичких метода пројектовања регулатора што је омогућено снажним развојем рачунарске технологије.

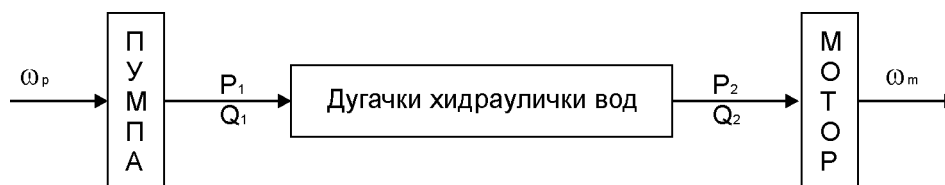
4.1 Динамички математички модел система пумпно управљаног мотора са дугачким водом

Математички модел система је одређен тако што је сваки елемент САР описан фундаменталним једначинама, уз одговарајуће претпоставке.



Слика 4.1 Симболички дијаграм затвореног система аутоматског управљања пумпно управљаног мотора са дугачким хидрауличким водом

Симболички дијаграм система приказан је на слици 4.1, а структура дела система на основу које се врши моделирање приказана је на слици 4.2.



Слика 4.2 Структурни дијаграм подсистема [1]

Пумпа

Пумпа је променљиве радне запремине са константним бројем обртаја. Цурење и стишљивост уља у пумпи су узети у разматрање преко коефицијента отпора цурењу R_p и модула стишљивости V . Проток на излазу из пумпе, $Q_p = Q_1$, једнак је протоку на почетку дугачког хидрауличког вода и описан је једначином:

$$Q_1(t) = D_p(t)\omega_p - \frac{1}{R_p}P_1(t) - C_p \frac{dP_1(t)}{dt} \quad (4.1)$$

Применом Лапласове трансформације једначина (4.1) при свим почетним условима једнаким нули добија следећи облик:

$$Q_1(s) = D_p(s)\omega_p - \frac{1}{R_p}p_1(s) - C_p s p_1(s) \quad (4.2)$$

$$Q_1(s) = D_p(s)\omega_p - Z_p p_1(s) \quad (4.3)$$

где су: $Z_p(s) = C_p s + \frac{1}{R_p}$; $C_p = \frac{V_p}{B}$, V_p - радна запремина пумпе

Хидромотор

Хидромотор је константне радне запремине са променљивим бројем обртаја. Цурење и стишљивост уља у мотору обухваћени су преко карактеристичних коефицијената R_m и C_m респективно. Проток на крају дугачког хидрауличког вода једнак је протоку на хидромотору $Q_2 = Q_m$ и описан је једначином:

$$Q_2(t) = D_m \omega_m(t) + \frac{1}{R_m} p_2(t) + C_m \frac{dp_2(t)}{dt} \quad (4.4)$$

Применом Лапласове трансформације једначина (4.4) при свим почетним условима једнаким нули добија следећи облик:

$$Q_2(s) = D_m \omega_m(s) + \frac{1}{R_m} p_2(s) + C_m s p_2(s) \quad (4.5)$$

$$Q_2(s) = D_m \omega_m(s) + Z_m p_2(s) \quad (4.6)$$

где су: $Z_m(s) = C_m s + \frac{1}{R_m}$; $C_m = \frac{V_m}{B}$, V_m - радна запремина хидромотора

Оптерећења која треба да савлада хидромотор су: инерционо, вискозно и спољашње.

Моментна једначина оптерећења хидромотора дата је у следећем облику:

$$D_m p_2(t) = J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_v \omega_m(t) + T_L(t) \quad (4.7)$$

Применом Лапласове трансформације једначина (4.7) при свим почетним условима једнаким нули добија следећи облик:

$$D_m p_2(s) = J_m s \omega_m(s) + B_v \omega_m(s) + T_L(s) \quad (4.8)$$

Трансформацијом једначине (4.8) добијамо израз за притисак на крају дугачког хидрауличког вода:

$$p_2(s) = Z_T D_m \omega_m(s) + \frac{T_L(s)}{D_m} \quad (4.9)$$

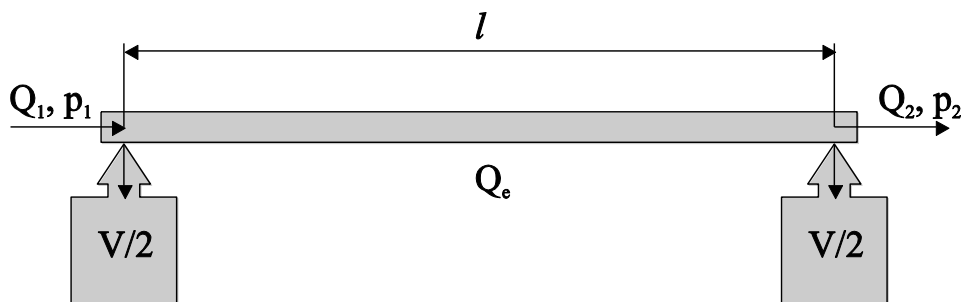
где је: $Z_T = \frac{J_m}{D_m^2} s + \frac{B_v}{D_m^2}$, карактеристична импеданса унутрашњег оптерећења на

хидромотору.

Дугачки хидраулички вод

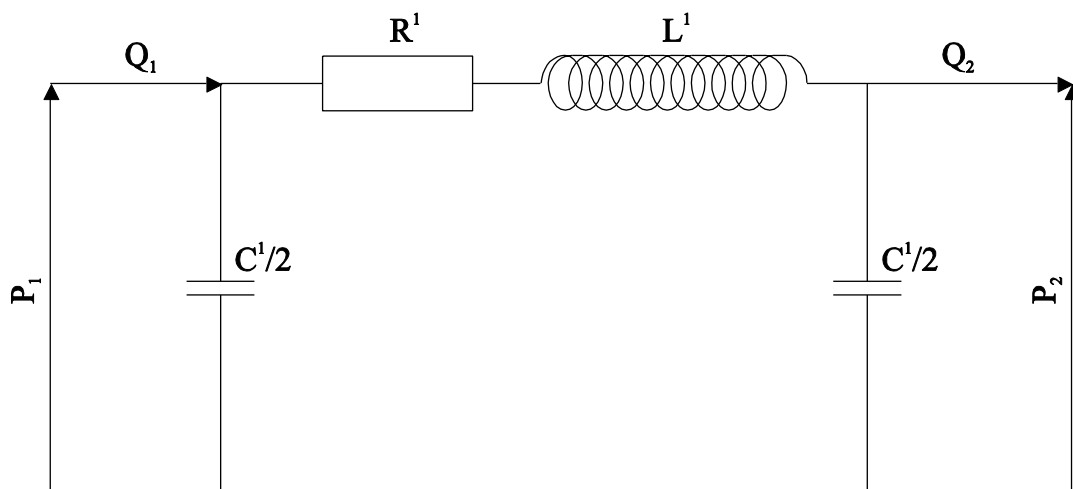
Дугачки хидраулички вод представља везу између пумпе и хидромотора. Како се ради о дужинама хидрауличног вода од неколико метара до неколико десетина метара јасно је да притисци и протоци на почетку и крају вода нису једнаки, па се његов утицај код оваквих система не сме занемарити.

На слици 4.3 приказана је симболичка шема хидрауличног вода моделираног преко "П" приближног модела са концентрисаним параметрима. Код овог модела полазимо од претпоставке да је целокупна запремина хидрауличног вода $V = Al$, подељена на два дела и концентрисана на његовим крајевима са еквивалентним модулом стишљивости E и протоком на средини хидрауличног вода Q_e , па се овај модел у референци [1] назива "модел средњег протока". У осталим деловима дугачког хидрауличног вода радни флуид се сматра нестишљивим, а вод не еластичним.



Слика 4.3 Симболичка шема хидрауличног вода моделираног "П" приближним моделом са концентрисаним параметрима

Овај модел такође можемо приказати преко своје еквивалентне електричне аналогије у облику простог електричног кола приказаног на слици 4.4.



Слика 4.4 Еквивалентна електрична аналогија "П" схеме хидрауличног вода са концентрисаним параметрима

Решавањем овог електричног кола добијамо једначине које повезују притиске и протоке на почетку и крају дугачког хидрауличног вода:

$$p_1(s) = \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) p_2(s) + Z^1 Q_2(s) \quad (4.10)$$

$$Q_1(s) = Y^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) p_2(s) + \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) Q_2(s) \quad (4.11)$$

где су:

Z^1 - еквивалентна импеданса описаног хидрауличног кола

Y^1 - еквивалентна адмитанса описаног хидрауличног кола

$$Z^1 = R^1 + L^1 s; Y^1 = C^1 s; R^1 = R \cdot l; L^1 = L \cdot l; C^1 = C \cdot l \quad (4.12)$$

$$R = \frac{128\mu}{\pi d^4}; L = \frac{\rho}{A}; C = \frac{A}{\rho c^2} = \frac{A}{E} \quad (4.13)$$

и представљају респективно отпор, индуктивитет и капацитет дугачког хидрауличног вода.

μ - коефицијент динамичке вискозности радног флуида

d – пречник хидрауличног вода

ρ - густина радног флуида у хидрауличном воду

A – површина попречног пресека хидрауличног вода

E – еквивалентни модул еластичности

c – брзина звука у флуиду

Преносна матрица за "П" модел са концентрисаним параметрима дата је једначином:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) & Z^1 \\ Y^1 \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{4}\right) & \left(1 + \frac{Z^1 Y^1}{2}\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

Једначина која описује везе између протока и притиска на крају и почетку хидрауличног вода дата је у облику преносне матрице [47].

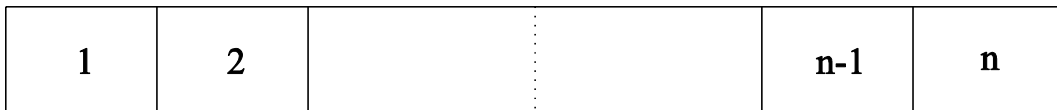
$$\begin{bmatrix} p_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

Једначина (4.15) представља општи облик преносне матрице дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима. Вредности параметара A_L , B_L , C_L и D_L у једначини (4.15), одговарају вредностима из једначине (4.14).

Повезивањем једначине (4.15) са једначинама (4.3), (4.6) и (4.9) и на основу особина коефицијената дугачког хидрауличког вода да су: $A_L = D_L$ и $A_L D_L - B_L C_L = 1$, добија се преносна функција дела система аутоматског регулисања у облику:

$$D_m \omega_m(s) = \frac{D_p(s) \omega_p - [(Z_m + Z_p) A_L + Z_m Z_p B_L + C_L] \cdot \frac{1}{D_m} T_L(s)}{(1 + Z_m Z_T + Z_p Z_T) \cdot A_L + (Z_p + Z_p Z_m Z_T) \cdot B_L + Z_T C_L} \quad (4.16)$$

Једначина (4.16) представља математички модел дела система аутоматског управљања када је дугачки хидраулички вод моделиран као један “П” сегмент дужине l . Међутим пошто хидраулички водови могу бити дугачки и неколико десетина метара онда посматрањем дугачког хидрауличког вода као једног “П” сегмент дужине l , не би била обухваћена комплетна динамика самог физичког процеса који се одвија дуж хидрауличког вода. Зато смо хидраулички вод поделили на n једнаких “П” сегмента дужине l/n , као на слици 4.5, а ради добијања адекватног математичког модела дугачког хидрауличног вода а самим тим и описаног система аутоматског регулисања.



Слика 4.5 Хидраулички вод подељен на n -сегмената једнаке дужине l/n

Пошто је:

$$\begin{bmatrix} p_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix}; \begin{bmatrix} p_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_3(s) \\ Q_3(s) \end{bmatrix}; \dots; \begin{bmatrix} p_{n-1}(s) \\ Q_{n-1}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_n(s) \\ Q_n(s) \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Повезивањем ових једначина добија се:

$$\begin{bmatrix} p_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & B_L \\ C_L & D_L \end{bmatrix}^n \cdot \begin{bmatrix} p_n(s) \\ Q_n(s) \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Сада основни елементи дугачког хидрауличког вода који фигуришу у полиномима A_L, B_L, C_L и D_L , имају вредности :

$$R^1 = R \cdot \frac{1}{n}; L^1 = L \cdot \frac{1}{n}; C^1 = C \cdot \frac{1}{n} \quad (4.19)$$

Користећи програмски пакет Матлаб, написан је програм који повезује једначину (4.18) са једначинама (4.3), (4.6) и (4.9) тако да добијамо математички модел описаног система у облику преносне функције $W_1(s)$ дела система аутоматског управљања за коначан број n једнаких “П” сегмената дужине l/n . Преносна функција

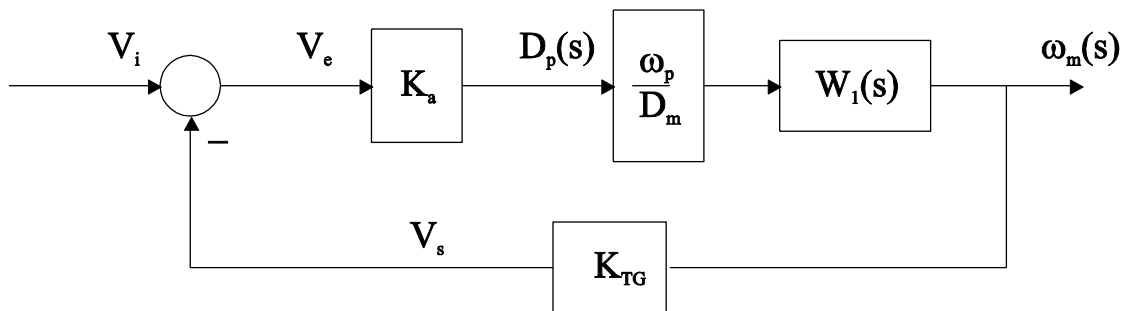
дела система аутоматског регулисања $W_1(s)$, при $T_L(s) = 0$, описана је једначином (4.20).

$$W_1(s) = \frac{D_m \omega_m(s)}{\omega_p D_p(s)} = \frac{1}{\sum_{i=0}^n a_i s^i} \quad (4.20)$$

Коефицијенти a_i у једначини (4.20) зависе од дужине (l) хидрауличног вода и од броја сегмената (n) на које је дугачки хидраулички вод подељен.

4.2 Динамичко понашање система управљаног „П“ регулатором

Симулација динамичког понашања вршена је у програмском пакету матлаб на основу блок дијаграма описаног система приказаног на слици 4.6.



Слика 4.6 Блок дијаграм система

Преносна функција отвореног кола на основу блок дијаграма има следећи облик:

$$W_{ок} = K_a K_{TG} \frac{\omega_p}{D_m} W_1(s) = K_p W_1(s) \quad (4.21)$$

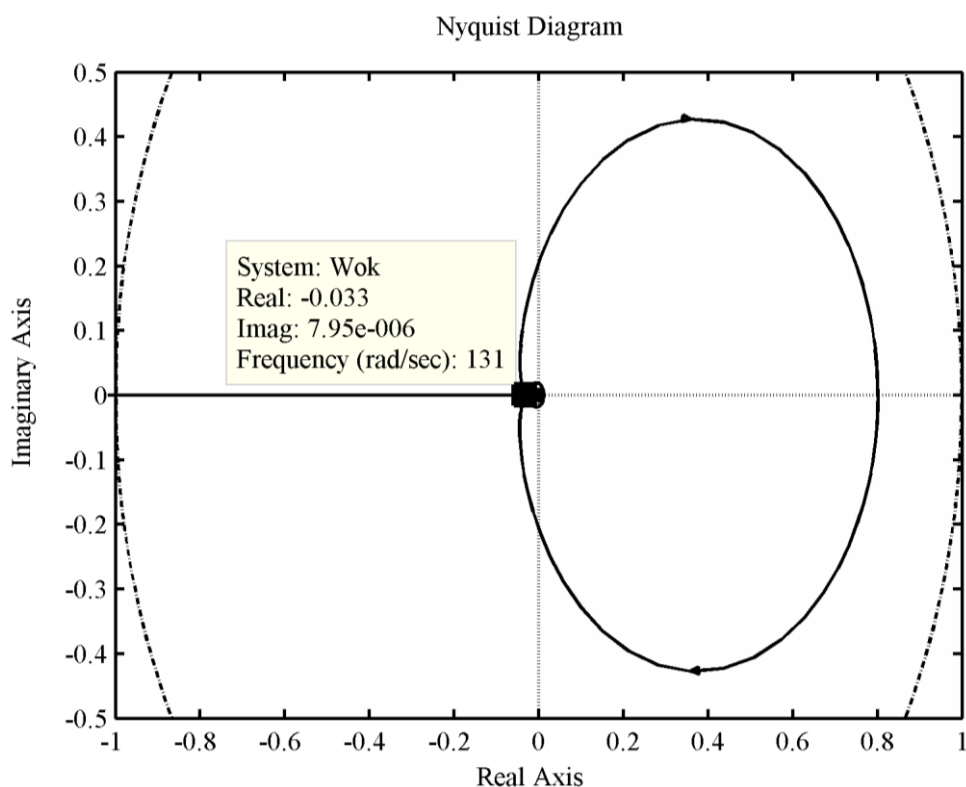
$$\text{где су: } K_p = K_a K_{TG} \frac{\omega_p}{D_m}, W_1(s) = \frac{1}{\sum_{i=0}^n a_i s^i} \quad (4.22)$$

Параметри при којима је вршена симулација:

$$E = 1,44 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2; \rho = 860 \text{ kg/m}^3; \mu = 0,033 \text{ Ns/m}^2; R_p = R_m = 1 \cdot 10^{10} \text{ Nm}^{-2} / \text{m}^3 \text{ s}^{-1};$$

$$Q_{ref} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} = 15 \text{ l/min}; d = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}; l = 16 \text{ m}; c = 1290 \text{ m/s}; D_m = 2,61 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{rad}; B_v = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Nms};$$

$$I_m = 6,9 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2; B = B_p = B_m = 1,2 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2; K_{TG} = 1 \text{ V/rad/s}$$

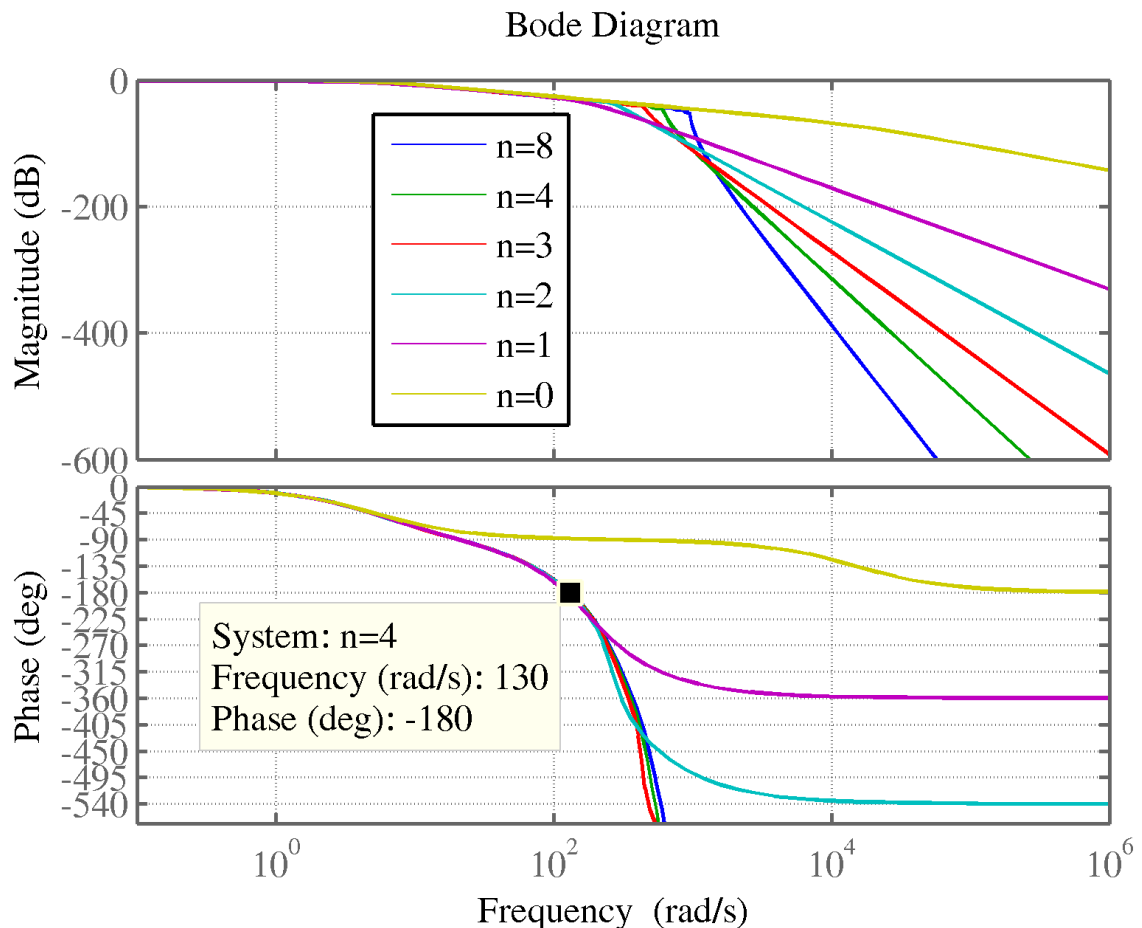


Слика 4.7 (а) Фреквентна карактеристика ОК при $n=16$ и $l=16m$

На слици 4.7 (а) приказан је ходограф фреквентне карактеристике отвореног кола при дужини хидрауличног вода од 16 метара који је подељен на 16 једнаких сегмената. За одређивање границе стабилности коришћен је Најквистов на основу кога је одређена вредност K_p за коју је систем гранично стабилан $-\frac{1}{K_p} = -0.033 \Rightarrow K_p = 30.3$. Граница појачања K_p остаје иста и када се динамика

дугачког хидрауличног вода обухвати са његовом поделом на 4 једнака сегмента.

На слици 4.7 (б) приказани су Бодеоу дијаграми при подели хидрауличног вода на различит број сегмената једнаке дужине. Са ове слике се може закључити да пресечне учестаности амплитудне и фазно фреквентне карактеристике изнад четири поделе хидрауличног вода остају приближно непромењене.

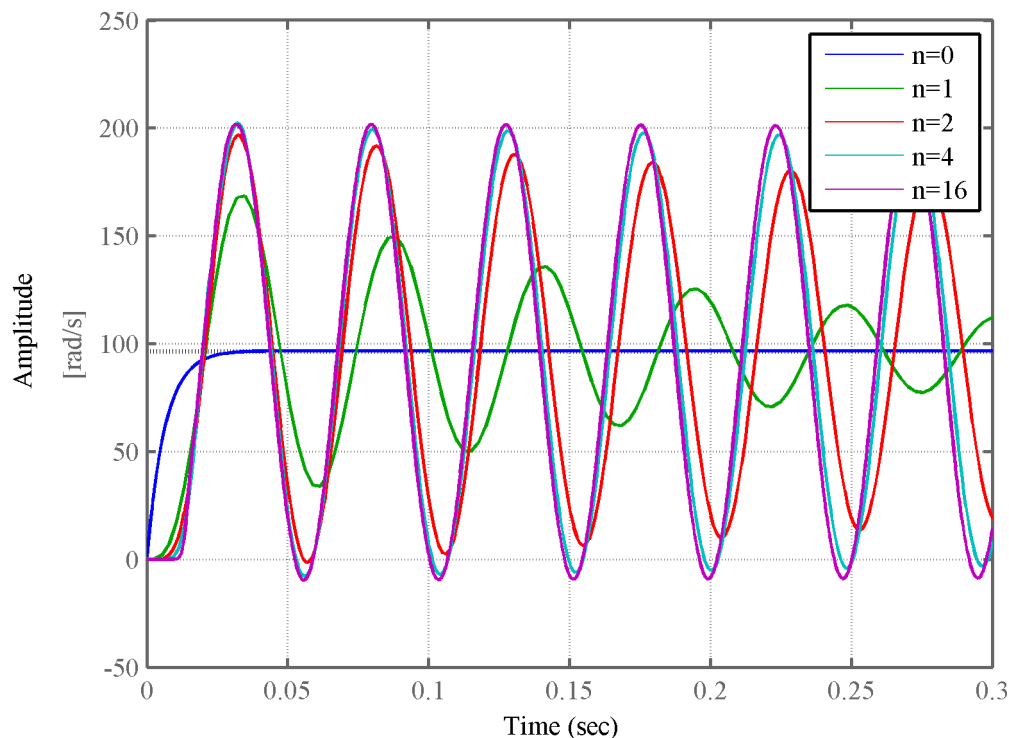


Слика 4.7 (б) Амплитудна и фазно-фреквентна карактеристика ОК при $n=0, 1, 2, 3, 4$ и 8 сегмената и при дужини хидрауличног вода од $l=16\text{m}$

На слици 4.8 је приказан одзив система на јединичну одскачну промену улаза. Дат је упоредни приказ одзива система за различите поделе, на једнаке сегменте, дугачког хидрауличног вода дужине $l=16\text{m}$. Ако је $n=0$, тада вод физички постоји али његова динамика није обуваћена математичким моделом. При $n=1$, хидраулички вод дужине 16 метара посматра се као један Π сегмент и његова динамика је сада обухваћена математичким моделом система. На слици 4.8 су приказани и одзиви система при $n=2, n=4$ и $n=16$ сегмената. Као и на основу фреквентног критеријума и у временском домену се показало да су одступања у одзиву при подели хидрауличног вода на 16 и 4 једнаких сегмената незнатна и да се могу занемарити. Свака подела хидрауличног вода преко 4 сегмента даје незнатно боље резултате са аспекта одзива система. Поделе хидрауличног вода до 3 сегмента дају знатна одступања у одзиву и не смеју бити занемарена пре свега са аспекта стабилности система.

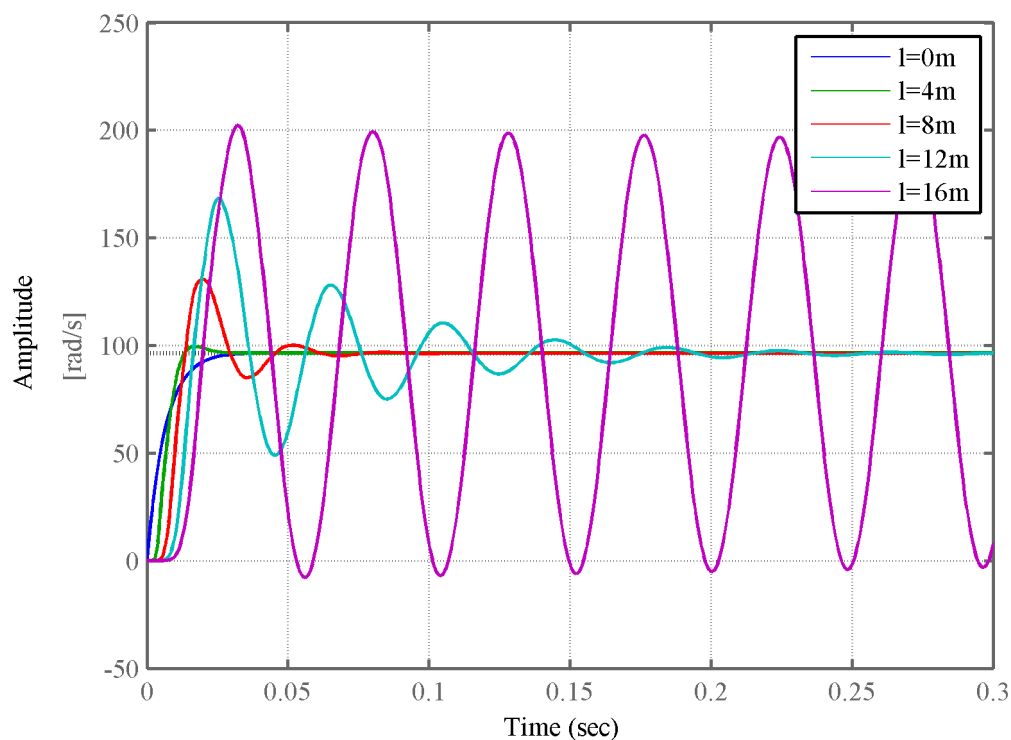
Из овога се намеће закључак да динамику хидрауличног вода у математичком моделу описаног система најбоље презентује подела хидрауличног вода на 4

сегмента исте дужне. Поделом на 4 сегмента није поремећена граница стабилности, одступања у одзиву су незнатна а знатно је смањен ред описаног система. За 16 сегмента поделе вода систем је 34 реда док је за 4 сегмента он 10 реда.



Слика 4.8 Одзив система при подели вода на $n=0, 1, 2, 4$ и 16 сегмената при дужини хидрауличног вода од $l=16\text{m}$

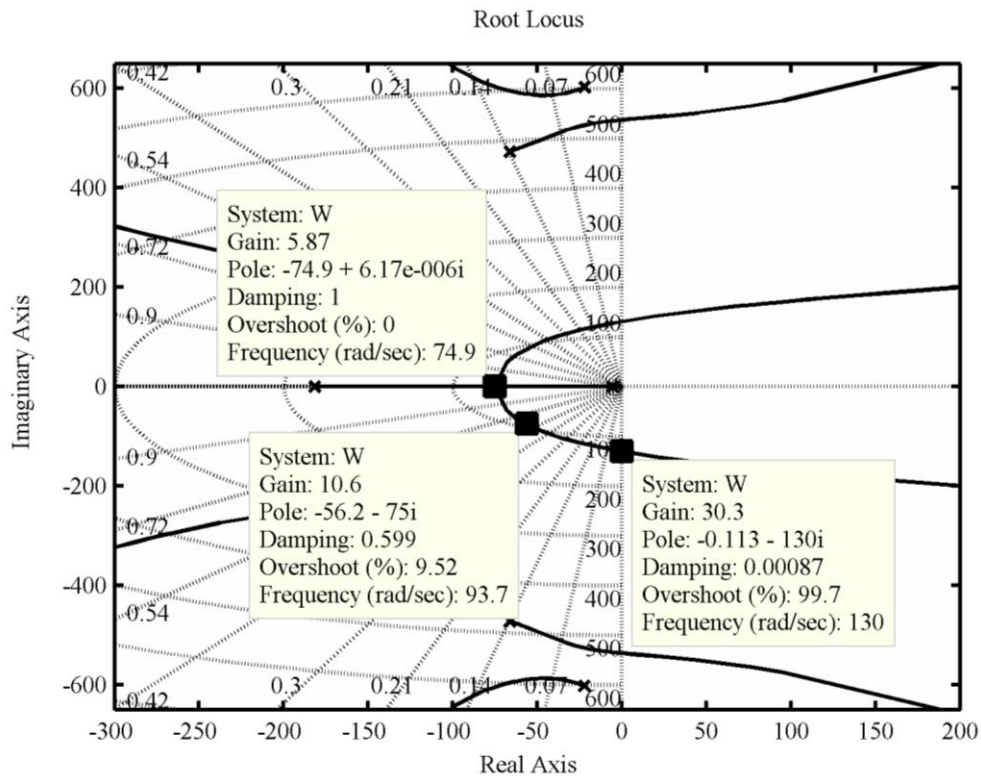
На слици 4.9 је приказан одзив система при подели вода на 4 једнака сегмената при различитим дужинама од $l=0, 4, 8, 12$ и 16 m за граничну вредност појачања отвореног кола $K_p = 30.3$. На основу резултата симулације приказаних на слици 4.9 видимо да при мањим дужинама хидрауличног вода његова динамика има знатно мањи утицај на понашање целог система аутоматског управљања. Да дужина хидрауличног вода најутуцајнији параметер на динамичко понашање показано је у референци [52], где је разматран проблем струјања флуида кроз дугачке цеви. Овде је такође показано да је дужина хидрауличног вода најутуцајнији параметер на динамику целокупног система. Пројектовање оваквог система, у циљу добијања стабилног, поузданог и квалитетног рада, захтева од пројектанта да мора узети у обзир утицај дужине хидрауличног вода на понашање система.



Слика 4.9 Утицај промене дужине хидрауличног вода на одзив система

Пошто дужина хидрауличног вода значајно утиче на квалитет понашања описаног система нађена је веза између критичног појачања K_p за које је систем гранично стабилан и дужине хидрауличног вода l . Вредност критичног појачања K_p , Π регулатора, одређена је на основу ходографа геометријског места положаја корена затвореног кола система аутоматског управљања. Ходограф геометријског места положаја корена затвореног кола добијен је на основу преносне функције отвореног кола и приказан је на слици 4.10. Критична вредност појачања K_p , за које је систем на граници стабилности, одговара тачки пресека ходографа са имагинарном осом а вредност коефицијента пригушења ξ у тој тачки је 0. Мењајући дужину хидрауличног вода, у програму који је направљен у софтверском пакету Матлаб, са ходографа геометријског места корена читавамо вредности појачања K_p за које је систем гранично стабилан.

Зависност критичног појачања K_p од дужине хидрауличног вода приказана је на слици 4.11, тако да је јасно дефинисана област стабилног рада система из које се може бирати вредност K_p за одговарајућу дужину хидрауличног вода.



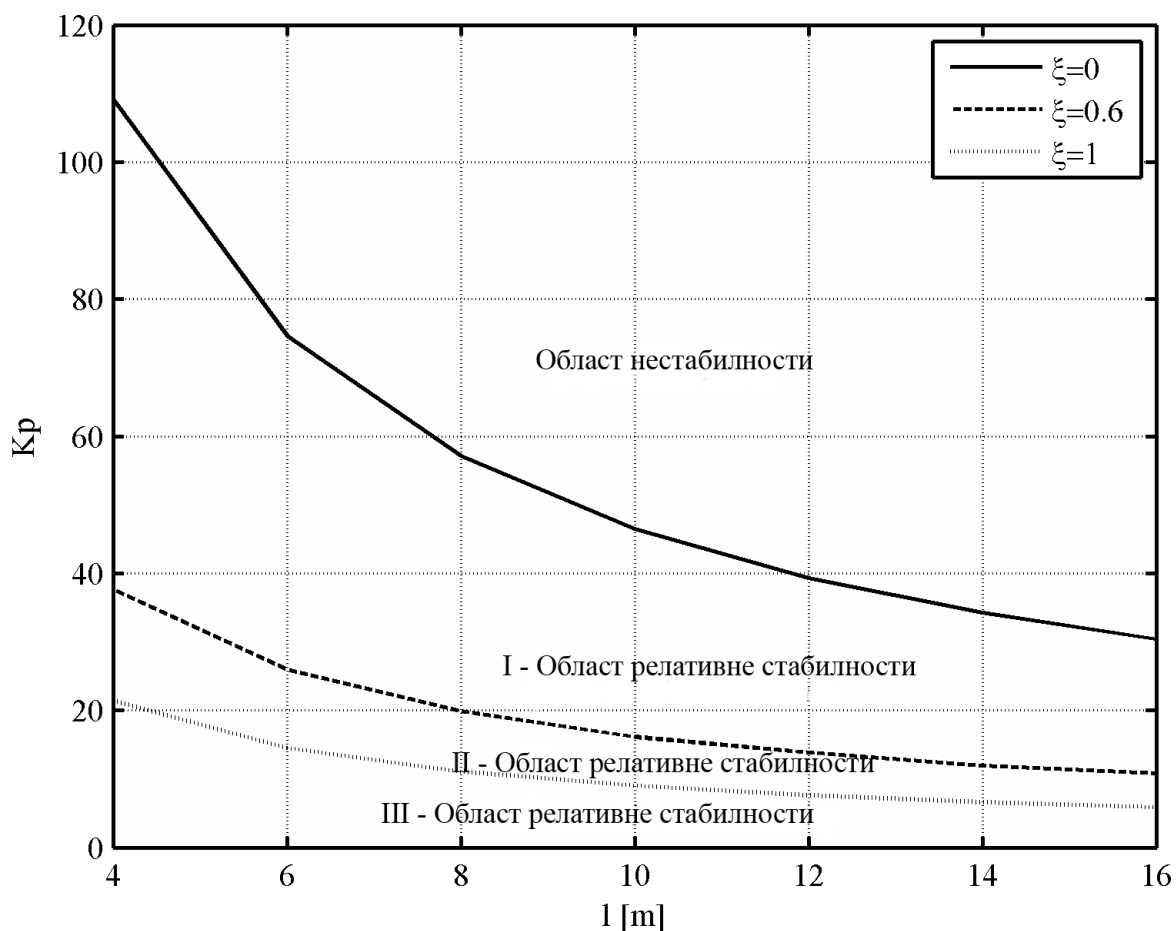
Слика 4.10 Положај корена затвореног кола

Приказани ходограф геометријског места корена, на слици 4.10, омогућава нам да одредимо вредност појачања K_p за све вредности коефицијента пригушења из интервала $0 \leq \xi \leq 1$, не користећи аналитички израз за везу између коефицијента пригушења и преносне функције који је дат у референци [51].

$$W(\omega_{n,\xi}) = \frac{\sum_{k=0}^n (-1)^k a_k \omega_n^k T_k(\xi) + j\sqrt{1-\xi^2} \sum_{k=0}^n (-1)^{k+1} a_k \omega_n^k U_k(\xi)}{\sum_{k=0}^m (-1)^k b_k \omega_n^k T_k(\xi) + j\sqrt{1-\xi^2} \sum_{k=0}^m (-1)^{k+1} b_k \omega_n^k U_k(\xi)} \quad (4.23)$$

На основу једначине (4.23) могуће је одредити вредност појачања K_p за стриктно дефинисану вредност пригушења $\xi = \text{const.}$, а свака промена пригушења захтева поновно рачунање Чебушевљевих функција прве и друге врсте $T(\xi)$ и $U(\xi)$. Применом софтверског пакета Матлаб, а на основу ходографа геометријског места корена у мрежи коефицијента пригушења $0 \leq \xi \leq 1$, добијамо вредност појачања K_p , прескока и фреквенце за захтевани коефицијент пригушења ξ не рачунајући при том Чебишевљеве функције $T(\xi)$ и $U(\xi)$. Крећући се по ходографу геометријског места корена (слика 4.10), издвојили смо три области промене појачања K_p , П-регулатора,

у функцији дужине хидрауличног вода за различите промене коефицијента пригушења из интервала $0 \leq \xi \leq 1$. Границе ових области приказане су на слици 4.11.



Слика 4.11 Промена границе стабилности са повећањем дужине хидрауличног вода

I област $0 \leq \xi < 0.6$

Избором појачања K_p из ове области за одређену дужину хидрауличног вода добијамо вредности прескока у одзиву система веће од 10%. За конкретно изабрану вредност појачања из ове области $K_p = 20$ при дужини хидрауличног вода од 16м, вредност прескока је 49%, а време смирања је 155 мс.

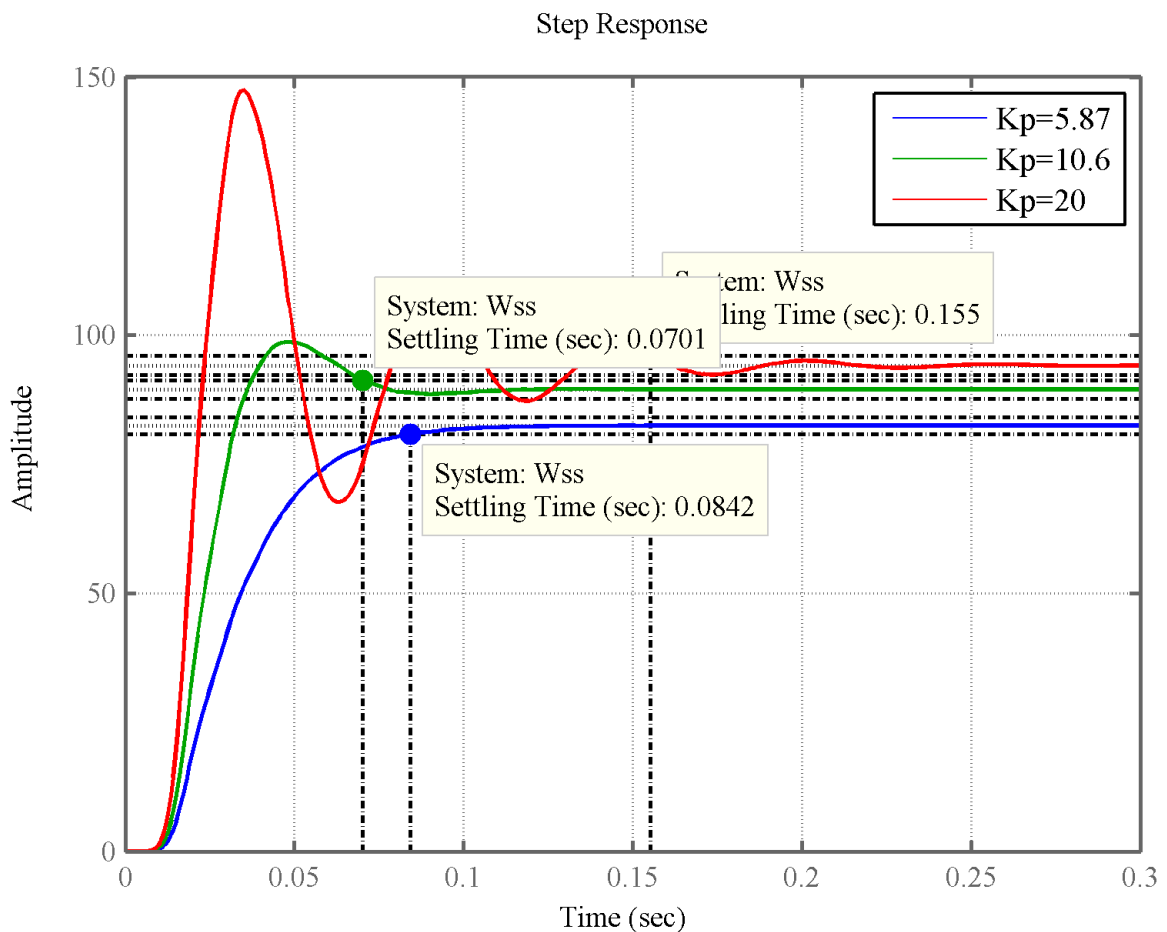
II област $0.6 < \xi < 1$

Избором појачања K_p из ове области за одређену дужину хидрауличног вода добијамо вредности прескока у одзиву система мање од 10%. За изабрану вредност појачања из ове области $K_p = 10.6$ при дужини хидрауличног вода од 16м, вредност прескока је 9.52% а време смирања је 70 мс.

III област $\xi = 1$

Избором појачања K_p из ове области за одређену дужину хидрауличног вода процес постаје монотон, нема прескока, али је присутно повећање статичке грешке у одзиву система на јединичну одскачну промену улазног сигнала. Ово се јасно види са слике 4.12, за изабрану вредност појачања из ове области $K_p = 5.87$.

Када услови експлоатације захтевају промену дужине водова, коришћењем кривих са слике 4.11 може се оредити одговарајуће појачање K_p и на једноставан начин, преко тастатуре регулатора унети.

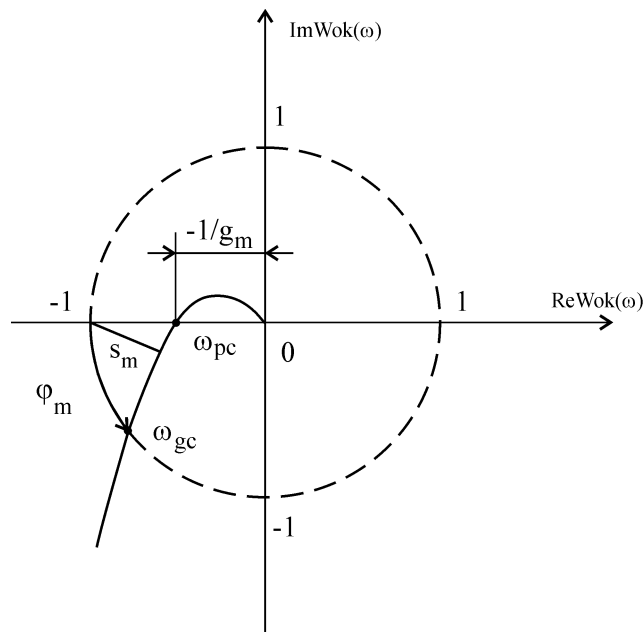


Слика 4.12 Одзив система при дужини хидрауличног вода од $l=16$ за различите вредности појачања K_p

На слици 4.12 приказани су упоредни одзиви система за по једну изабрану вредност појачања K_p из све три дефинисане области релативне стабилности, при дужини хидрауличног вода од 16 м. Најбољи резултат, са аспекта релативне стабилности и квалитета понашања описаног система, даје изабрана вредност појачања из друге области $K_p=10.6$, којој одговара вредност коефицијента пригушења од $\xi = 0.6$.

4.3 Робусност пројектованог система

Једна од кључних улога повратне спреге је обезбеђивање робусности система управљања у односу на неодређености (на пример параметарска неодређеност). Потребно је да регулатор, пројектован за номинални модел, даје добре перформансе круга регулисања и при варијацији параметара система. За пројектовање П регулатора коришћен је и Најквистов критеријум поред методе геометријског места коренова. Познато је да овај критеријум носи информацију о робусности система као што је показано на слици 4.13.



Слика 4.13. Најквистов дијаграм за систем управљања

Претек појачања g_m система је најмања вредност за коју се појачање отвореног кола може повећати пре него што систем постане нестабилан.

Претек појачања се може израчунати на основу најмање фреквенције где је фаза преносне функције отвореног кола $W_{ok}(s)$ -180° . Ова фреквенција је позната као пресечна учестаност фазе ω_{pc} . Тада се претек појачања за систем може израчунати на основу следеће једначине:

$$g_m = \frac{1}{|W_{ok}(j\omega_{pc})|} \quad (4.24)$$

Нека је ω_{gc} пресечна учестаност појачања, то је најмања фреквенција где преносна функција отвореног кола $W_{ok}(s)$ има јединични интензитет. Претек фазе се дефинише следећом једначином:

$$\varphi_m = \pi + \arg W_{ok}(j\omega_{gc}) \quad (4.25)$$

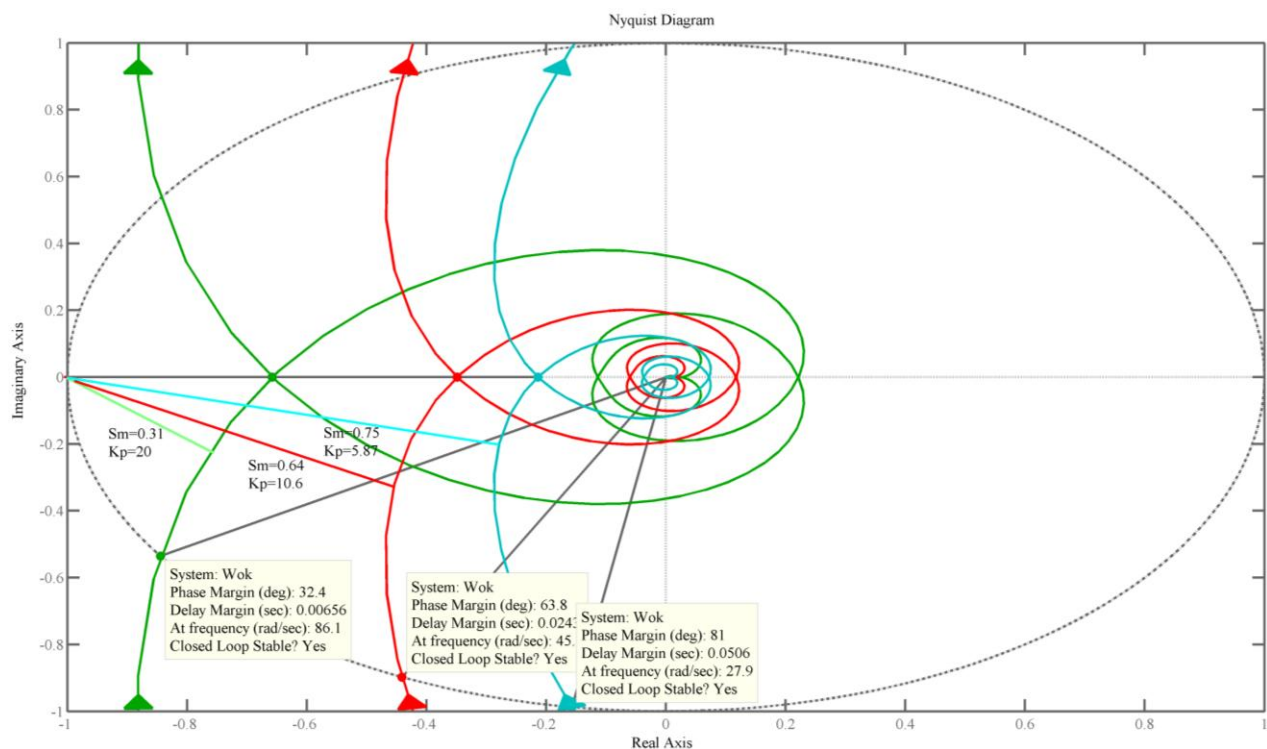
Да би се могло судити о стабилности система потребно је познавати обе карактеристике g_m и φ_m . Постоји и начин да се о робусности закључи само помоћу једне величине s_m (маргина стабилности). Маргина стабилности представља најкраће растојање од Најквистове криве до критичне тачке $(-1, j0)$.

Важно је имати у виду да у неким случајевима, када претек појачања и претек фазе имају коректне вредности, систем не мора бити робустан јер је мала маргина робусности s_m [32]. Због тога је практичније посматрати величину s_m као меру робусности. Коректне вредности маргине стабилности износе $s_m = 0.5-0.8$, са коректним вредностима претека фазе $\varphi_m = 30-70^\circ$ и претека појачања $g_m = 2-5$ гарантују квалитетно функционисање система чак и у случају одступања неких његових параметара од номиналних вредности.

Резултати робусности за П регулатор који је пројектован у овом поглављу приказани су на слици 4.14.

Слика 4.14 приказује упоредне вредности претека појачања, претека фазе и маргине стабилности за три различите вредности појачања K_p . Најбољи резултат, са аспекта робусности описаног система, даје појачање $K_p=10.6$, за вредност одговарајућег коефицијента пригушења $\xi=0.6$. За појачање $K_p=10.6$, вредност претека појачања је $g_m=2.8$, претек фазе је $\varphi_m=63.8^\circ$, а маргина стабилности је $s_m=0.64$.

Поменута разматрања доводе до закључка да је П регулатор разматран у овом поглављу робустан у односу на непрецизност модела која је повезана са променом параметара у компонентама система (на пример, коефицијент вискозности и модул стишљивости који се знатно мењају са променом температуре и притиска) или лимитирану тачност моделирања наших делова система.



Слика 4.14 Маргина стабилности, претек појачања и претек фазе за различите вредности појачања K_p

Користећи могућности рачунара и софтвера примењена је графичка метода за пројектовање П регулатора. Овај тип регулатора често задовољава практичне потребе јер је систем са повратном спрегом брз. Предложена метода омогућава лако пројектовање П регулатора при значајним променама дужине хидрауличког вода.

5. ПРОЈЕКТОВАЊЕ ПИ РЕГУЛАТОРА ЗА ХИДРАУЛИЧКЕ СИСТЕМЕ УПРАВЉАЊА СА ДУГАЧКИМ ВОДОВИМА

Прва хеуристичка правила избора параметара ПИ регулатора дали су Зиглер и Николс 1942 [19]. Од тада, па до данас, бројни радови су посвећени одређивању параметара регулатора, сходно различитим типовима претпостављених управљаних процеса. Процењује се да више од 95% коришћених регулатора у индустрији чине регулатори ПИД типа од чега највећи број отпада на ПИ регулаторе [53]. Спроведена анализа везана за ефикасност управљачких контура у индустријској производњи је показала да се ПИ регулатори веома много користе, али да су обично лоше подешени [54, 55]. Према истраживањима у референци [55] установљено је да је само 20% регулатора у индустрији радило добро, док је 30% давало слабе перформансе услед некоректно подешеног регулатора. У референци [56], на основу истраживања у процесној индустрији менаџери и инжењери су дошли до заједничког закључка да је подешавање параметра ПИ и ПИД регулатора важан и тежак проблем коме се мора посветити више пажње. Према референци [57] ПИ регулатор је најчешће коришћени алгоритам управљања у процесној индустрији. Разлог за то је његова релативно једноставна структура која се може лако разумети и имплементирати у пракси. Упркос широкој примени још увек постоји потреба за побољшање подешавања параметра ПИ регулатора [58]. Хеуристичка метода коју су предложили Зиглер и Николс има велику предност јер захтева веома мало информација о процесу. Међутим ова метода има значајне недостатке, даје веома лоше пригушење (обично је $\xi = 0.2$) [58]. Мало пригушење доводи до деградације система и веома лоших перформанси са аспекта релативне стабилности и робусности.

Већина ПИ регулатора у процесној индустрији ради у режиму фиксне задате вредности. Зато је од првостепене важности ефикасно решавање проблема потискивања поремећаја оптерећења [59]. У референци [24] размотрено је оптимално подешавање регулатора. Показано је да је критеријум ИЕ (integrated error) у директној вези са интегралним појачањем регулатора. Ти резултати су даље проширени у [25] где је предложено оптимално потискивање поремећаја оптерећења уз ограничења на функцију осетљивости система и тежински коефицијент задате вредности. Проблем се редукује на решавање нелинеарних алгебарских

једначина. За решавање ових једначина користи се Newton-Raphson-ва метода. Критични фактор у овој методи су почетни услови.

У референци [34] дата је једноставна процедура за подешавање ПИ регулатора. Проблем се своди на минимизацију ИЕ критеријума уз ограничење да Никвистова крива функције петље има тангенту у левој полуравни, паралелну имагинарној оси. Резултат процедуре су експлицитне формуле за пропорционално и интегрално појачање. У [33] је предложена нова процедура за подешавање идеалних ПИД регулатора у серији са филтром првог реда за шум. Проблем се своди на решавање две нелинеарне алгебарске једначине.

У референци [12] дат је поступак за синтезу П регулатора заснован на генерализованом Најквистовом критеријуму за хидрауличке системе са дугим водовима који се описују моделима високог реда. Овакав тип регулатора не може да елиминира статичку грешку регулисања. Тај недостатак отклања ПИ регулатор. Метода која омогућава пројектовање ПИ регулатора за системе високог реда је Д-декомпозиција. Метод Д-декомпозиције развио је Неимарк [60-61]. Значајно проширење методе Д-декомпозиције дао је Митровић успоставивши чврсту везу вредности подешљивих параметра карактеристичног полинома са изгледом прелазног процеса исказаним кроз одговарајући степен релативне стабилности система [62]. Своје потпуно уопштење метод Д-декомпозиције је доживео у алгебарској методи коју је развио Шиљак у референцама [63-65]. За ефикасно тумачење резултата добијених методом Д-декомпозиције неопходна је и одговарајућа графичка интерпретација која за системе високог реда није била могућа без одговарајуће софтверске подршке. Интензиван развој рачунарске технике обновио је интерес према овој методологији [66-69]. Напоменимо да савремена теорија управљања омогућава да се за процесе високог реда пројектују регулатори чији ће ред бити једнак реду процеса [26-29]. Инплементација таквих регулатора у индустрију је веома сложена и скупа. Са тог аспекта се намеће потреба пројектовања регулатора ниског реда, који су најчешће присутни у индустријској пракси, за управљање процесима високог реда [30-32].

У овом поглављу предложена је процедура за пројектовање ПИ регулатора за системе високог реда. Полази се од резултата из референце [24] која успоставља директну везу између ИЕ критеријума и појачања интегратора (што је веће појачање интегратора мања је вредност ИЕ критеријума). Резултат је проширен увођењем инжењерских спецификација (време смирења и релативана стабилност). Тако се

долази до једноставне и ефикасне процедуре за пројектовање ПИ регулатора за системе високог реда. Метода је у основи графичка и за разлику од референци [25] и [33] није потребно решавање никаквих нелинеарних алгебарских једначина. Комплетна методологија пројектовања дата је у поглављу 5.1. У поглављу 5.2 су дати резултати симулације за хидраулички систем са дугим водовима. За графичку интерпретацију резултата написан је програм у Матлабу чији је ток представљен алгоритмом датим у овом поглављу. У поглављу 5.3 и 5.4 се дају резултати упоредне анализе предложеног метода за пројектовање ПИ регулатора са другим методама при чему се показује супериорност предложене методе.

5.1 Пројектовања ПИ регулатора за системе високог реда

У референци [24] проблем потискивања поремећаја сведен је на минимизацију следећег ИЕ критеријума

$$IE = \int_0^{\infty} e(t) dt \quad (5.1)$$

Као резултат добијена је следећа релација

$$IE = \frac{1}{k_i} \quad (5.2)$$

Резултат је проширен у [25] увођењем у проблем оптимизације ограничења на функцију осетљивости и тежински фактор задате вредности. Проблем припада категорији неконвексне оптимизације и своди се на решавање нелинеарних алгебарских једначина итеративним методама.

Овде се такође разматра критеријум ИЕ али уместо ограничења у референци [25] уводе се инжењерска ограничења на

- i) релативну стабилност
- ii) време смирења

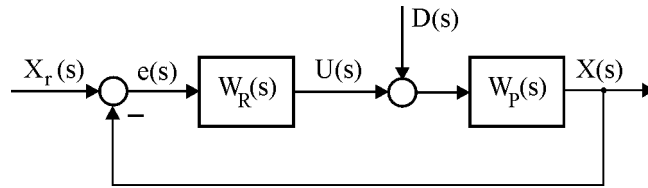
Решење проблема лежи у преску претходна два услова. Сагласно минимуму ИЕ критеријума додатни услов је да појачање интегратора има максималну вредност. На основу овога развија се једноставна графичка метода заснована на Д-декомпозицији.

Преносна функција ПИ регулатора је

$$W_R = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (5.3)$$

Преносна функција процеса представљена је у облику:

$$W_P(s) = \frac{N(s)}{M(s)} = \frac{\sum_{k=0}^m b_k s^k}{\sum_{k=0}^n a_k s^k}, \quad m \leq n \quad (5.4)$$



Слика 5.1 Систем аутоматског регулисања

Карактеристична једначина система аутоматског регулисања са слике 5.1. одређена је једначином:

$$f(s) = 1 + W_R(s)W_P(s) = 0 \quad (5.5)$$

$$f(s) = 1 + (K_p + \frac{K_i}{s}) \cdot \frac{N(s)}{M(s)} = 0 \quad (5.6)$$

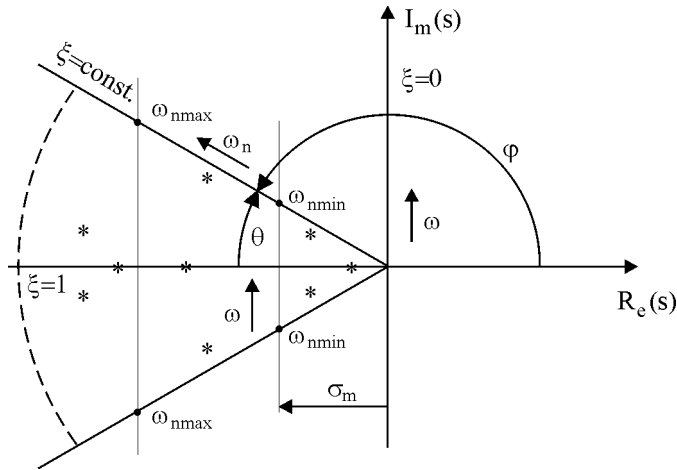
$$f(s) = s \cdot M(s) + (K_p s + K_i) \cdot N(s) = 0 \quad (5.7)$$

$$f_1(s) = s \cdot M(s) = \sum_{k=0}^n a_k s^{k+1} \quad (5.8)$$

Повезујући једначине (5.7) и (5.8) добијамо коначан израз за карактеристичну једначину система аутоматског регулисања у комплексном домену.

$$f(s) = f_1(s) + (K_p s + K_i) \cdot N(s) = 0 \quad (5.9)$$

Имајући у виду једначину (5.9), потребно је у погодној форми изразити комплексни број s и преко њега успоставити везу између степена пригушења ξ и променљивих параметара регулатора K_p и K_i садржаних у карактеристичној једначини (5.9) система аутоматског регулисања. На овај начин пресликавамо област из “ s ” равни испод праве $\xi = \text{const.}$, (слика 5.2), у област одговарајућег коефицијента пригушења, представљеног кривом $\xi = \text{const.}$, у параметарској равни подешљивих параметра регулатора (K_p, K_i).



Слика 5.2 Област са захтеваним временом смирења и релативном стабилношћу

$$s = \omega_n e^{j\phi} = \omega_n e^{j(\pi-\theta)} = -\omega_n e^{-j\theta} = -\omega_n \cos \theta + j\omega_n \sin \theta \quad (5.10)$$

$$\text{где је } \xi = \cos \theta \quad 0 \leq \xi \leq 1 \quad (5.11)$$

$$s = -\omega_n \xi + j\omega_n \sqrt{1-\xi^2} \quad (5.12)$$

Повезивањем једначине (5.9) са једначином (5.12) карактеристична једначина система аутоматског регулисања добија облик:

$$f_1(\xi, \omega_n) + \left[K_p(-\xi\omega_n + j\omega_n \sqrt{1-\xi^2}) + K_i \right] \cdot N(\xi, \omega_n) = 0 \quad (5.13)$$

$$f_1(\xi, \omega_n) = \alpha(\xi, \omega_n) + j\beta(\xi, \omega_n) \quad (5.14)$$

$\alpha(\xi, \omega_n)$ и $\beta(\xi, \omega_n)$ представљају реални и имагинарни део полинома $f_1(\xi, \omega_n)$. Реални и имагинарни део полинома $f_1(\xi, \omega_n)$ добијају се повезивањем једначине (5.8) са једначином (5.12).

$$\alpha(\xi, \omega_n) = \sum_{k=1}^n a_{k-1} (-1)^k \omega_n^k T_k(\xi) \quad (5.15)$$

$$\beta(\xi, \omega_n) = \sqrt{1-\xi^2} \sum_{k=1}^n a_{k-1} (-1)^{k+1} \omega_n^k U_k(\xi) \quad (5.16)$$

T_k и U_k су Чебишевљеве функције прве и друге врсте за које важе следеће рекурентне једначине:

$$T_{k+1} = 2\xi T_k - T_{k-1}, U_{k+1} = 2\xi U_k - U_{k-1} \quad (5.17)$$

$$T_0 = 1, T_1 = \xi, U_0 = 0, U_1 = 1. \quad (5.18)$$

$$N(\xi, \omega_n) = \gamma(\xi, \omega_n) + j\delta(\xi, \omega_n) \quad (5.19)$$

$\gamma(\xi, \omega_n)$ и $\delta(\xi, \omega_n)$ представљају реални и имагинарни део полинома $N(\xi, \omega_n)$ и одређују на основу следећих једначина:

$$\gamma(\xi, \omega_n) = \sum_{k=0}^m b_k (-1)^k \omega_n^k T_k(\xi) \quad (5.20)$$

$$\delta(\xi, \omega_n) = \sqrt{1-\xi^2} \sum_{k=0}^m b_k (-1)^{k+1} \omega_n^k U_k(\xi) \quad (5.21)$$

Повезујући једначину (5.13) са једначинама (5.14) и (5.19) добија се:

$$\alpha(\xi, \omega_n) + j\beta(\xi, \omega_n) + \left[K_p (-\xi\omega_n + j\omega_n \sqrt{1-\xi^2}) + K_i \right] \cdot [\gamma(\xi, \omega_n) + j\delta(\xi, \omega_n)] = 0 \quad (5.22)$$

Раздвајањем реалног и имагинарног дела из једначине (5.22) и њеним решавањем добијамо следећи систем једначина:

$$K_p \left[\xi \cdot \omega_n \cdot \gamma(\xi, \omega_n) + \sqrt{1-\xi^2} \cdot \omega_n \cdot \delta(\xi, \omega_n) \right] - K_i \cdot \gamma(\xi, \omega_n) = \alpha(\xi, \omega_n) \quad (5.23)$$

$$K_p \left[\xi \cdot \omega_n \cdot \delta(\xi, \omega_n) - \sqrt{1-\xi^2} \cdot \omega_n \cdot \gamma(\xi, \omega_n) \right] - K_i \cdot \delta(\xi, \omega_n) = \beta(\xi, \omega_n)$$

Решавањем система једначина при $\omega_n \neq 0$, $0 \leq \xi < 1$ добијамо изразе за параметре ПИ регулатора K_p и K_i .

$$K_p = \frac{\alpha(\xi, \omega_n) \cdot \delta(\xi, \omega_n) - \beta(\xi, \omega_n) \cdot \gamma(\xi, \omega_n)}{\omega_n \cdot \sqrt{1-\xi^2} \cdot [\gamma^2(\xi, \omega_n) + \delta^2(\xi, \omega_n)]} \quad (5.24)$$

$$K_i = - \frac{\xi \cdot (\beta(\xi, \omega_n) \cdot \gamma(\xi, \omega_n) - \alpha(\xi, \omega_n) \cdot \delta(\xi, \omega_n)) + \sqrt{1-\xi^2} \cdot (\beta(\xi, \omega_n) \cdot \delta(\xi, \omega_n) + \alpha(\xi, \omega_n) \cdot \gamma(\xi, \omega_n))}{\sqrt{1-\xi^2} \cdot [\gamma^2(\xi, \omega_n) + \delta^2(\xi, \omega_n)]} \quad (5.25)$$

$$K_i = \omega_n \left[\xi + \sqrt{1-\xi^2} \cdot \frac{\beta(\xi, \omega_n) \cdot \delta(\xi, \omega_n) + \alpha(\xi, \omega_n) \cdot \gamma(\xi, \omega_n)}{\beta(\xi, \omega_n) \cdot \gamma(\xi, \omega_n) - \alpha(\xi, \omega_n) \cdot \delta(\xi, \omega_n)} \right] \cdot K_p \quad (5.26)$$

За $\omega_n = 0$ систем једначина (23) даје решење:

$$K_i = 0. \quad (5.27)$$

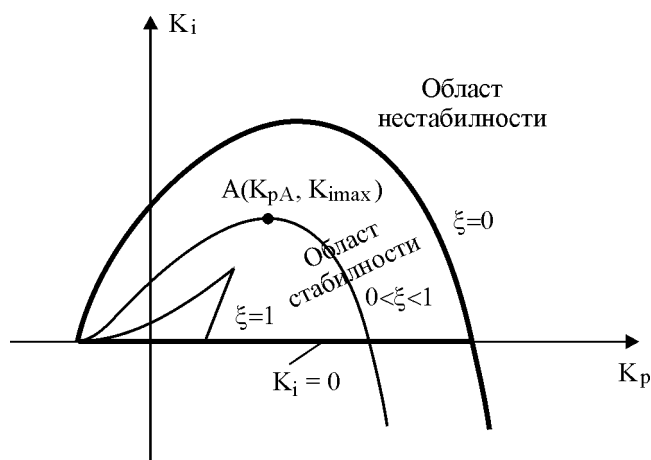
Једначина (5.27) представља сингуларну праву која заједно са кривом описаном једначином (5.24) представља затворену контуру области могућих решења, у равни променљивих параметра K_p , K_i приказаној на слици 5.3.

За $\xi = 1$ систем једначина (5.23) се своди на једну једначину описану са:

$$K_i = \omega_n K_p - \frac{\alpha(1, \omega_n)}{\gamma(1, \omega_n)} \quad (5.28)$$

Једначине од (5.24) до (5.28) потпуно дефинишу параметарску (K_p , K_i) раван за изабрану вредност коефицијента пригушења $\xi = \text{const.}, 0 \leq \xi \leq 1$, при промени непригушене учестаности

$\omega_n = (0, \omega_{n\max})$. Параметарска раван са својим границама стабилности представљена је на слици 5.3.



Слика 5.3 Параметарска раван са границама стабилности

Са слике 5.3 можемо посебно издвојити три карактеристичне области за:

- $\xi = 0$, систем је на граници стабилности и има осцилаторни карактер, област испод криве $\xi = 0$ је област стабилности а област изнад криве је област нестабилности,
- $\xi = 1$, систем има критично пригушење, област испод криве $\xi = 1$ је област у којој систем има монотони (апериодичан) карактер. У многим апликацијама се жели критично пригушен одзив, јер он представља најбржи могући апериодични одзив.
- $\xi = \text{const.}$, крива за захтевани степен пригушења система са које можемо изабрати променљиве параметре регулатора (K_p , K_i).

Са слике 5.3. можемо у тачки А очитати максималну вредност интегралног појачања $K_i = K_{i\max}$ и одговарајућег пропорционалног појачања K_{pA} . Избор максималног интегралног појачања неће увек дати добре резултате у погледу робусности која је дефинисана са претеком фазе (φ_m), претеком појачања (g_m) и мером робусности s_m [32]. Овај проблем је посебно изражен код система високог реда. У карактеру одзива затвореног кола то се огледа повећаним прескоком (Π) и повећаним временом смирења t_s .

Да би решили овај проблем ми смо област избора параметра регулатора (K_p , K_i) сузили издвајањем области у којој ће систем поседовати добро време смирења (t_s) на одговарајућој кривј $\xi = \text{const.}$

Да би систем поседовао и добро време смирења, потребно је да сви реални делови полова преносне функције затвореног кола имају локацију лево од праве $\sigma_m = \text{const.}$, са слике 5.2. На овај начин пресликавамо област из “s” равни, лево од праве $\sigma_m = \text{const.}$, (слика 5.2), у област одговарајућег времена смирења $\sigma_{\min} = \text{const.}$, у параметарској равни подешљивих параметра регулатора (K_p, K_i).

$$s = -\sigma + j\omega \quad (5.29)$$

На основу једначине (5.12) и (5.29) јасно да су:

$$\sigma = \xi \cdot \omega_n; \quad \omega = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (5.30)$$

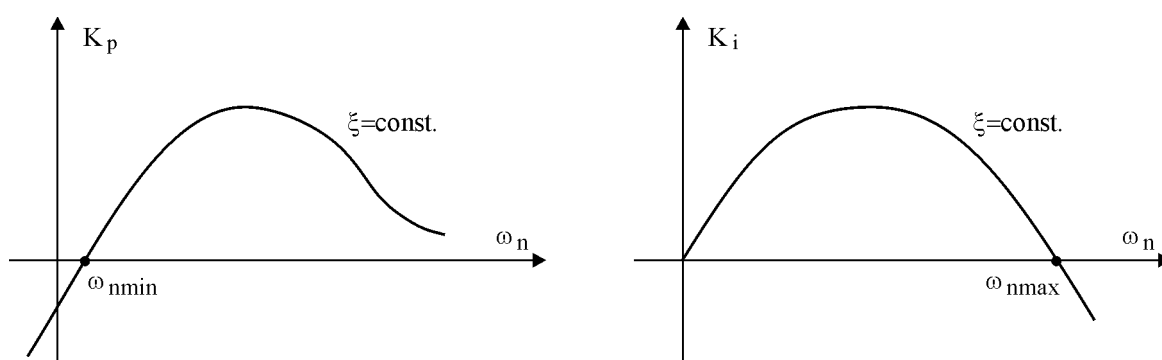
Овде је потребно наћи минималну вредност непригушене учестаности која ће задовољавати услов:

$$|\sigma_{\min}| \geq |\sigma_m|; \quad |\xi \cdot \omega_{n \min}| \geq |\sigma_m| \quad (5.31)$$

Да би се сви реални делови комплексног броја $s = -\sigma$ налазили лево од праве σ_m потребно је пронаћи променљиве параметре (K_p, K_i) који ће задовољити те услове. Ово се остварује тако што се комплексни број $s = -\sigma_{\min}$ замени у једначину (5.9), тако да сада карактеристична једначина добија облик:

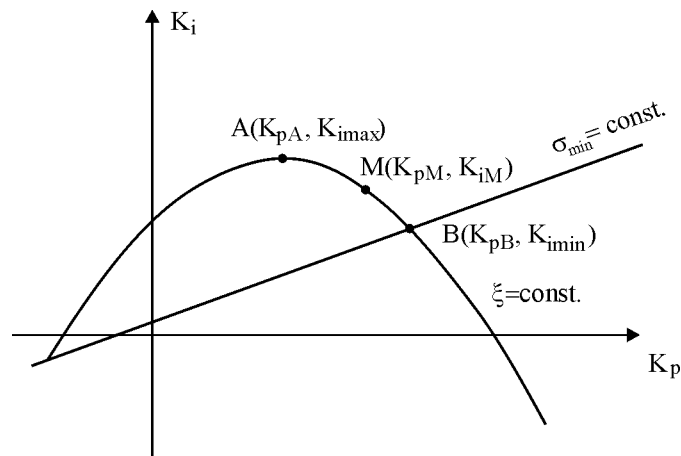
$$K_{i \min} = \sigma_{\min} \cdot K_p - \frac{f_1(-\sigma_{\min})}{N(-\sigma_{\min})}; \quad \sigma_{\min} = \xi \cdot \omega_{n \min} \quad (5.32)$$

Вредност непригушених учестаности $\omega_{n \min}$ и $\omega_{n \max}$, чија локација је идентификована на слици 5.2 читавају се са графика $K_p(\xi, \omega_n) = 0$ и $K_i(\xi, \omega_n) = 0$, као што је показано на слици 5.4.



Слика 5.4 Промена пропорционалног и интегралног појачања регулатора у функцији непригушене учестаности за захтевани коефицијент пригушења

Графичка интерпретација једначине (5.32), $\sigma_{\min} = \text{const.}$, у параметарској равни (K_p, K_i) захтеваног коефицијента пригушења $\xi = \text{const.}$, показана је на слици 5.5.



Слика 5.5 Параметарска равна са границама максималног и минималног интегралног појачања за захтевани степен пригушења затвореног кола

Правна $\sigma_{\min} = \text{const.}$, пресеца криву захтеваног коефицијента пригушења $\xi = \text{const.}$, у параметрској равни у тачки Б са координатама Б (K_{pB} , K_{iB}). У тачки Б интегрално појачање има минималну вредност. Тачка М са жељеним координатама М (K_{pM} , K_{iM}) налази се на делу криве $\xi = \text{const.}$, између тачака А и Б на интервалу непригушених учестаности $\omega_n = (\omega_{n\min}, \omega_{n\max})$. Што је процес нижег реда, тачка М ће бити ближа тачки А (K_{pA} , K_{iA}), а што је процес вишег реда, тачка М ће бити ближа тачки Б (K_{pB} , K_{iB}). У овом уском опсегу, избором одговарајућег корака, врло лако се налази тачка М са параметрима регулатора који ће гарантовати квалитетан рад система аутоматског регулисања.

5.2 Регулисање процеса са дугачким хидрауличким водом

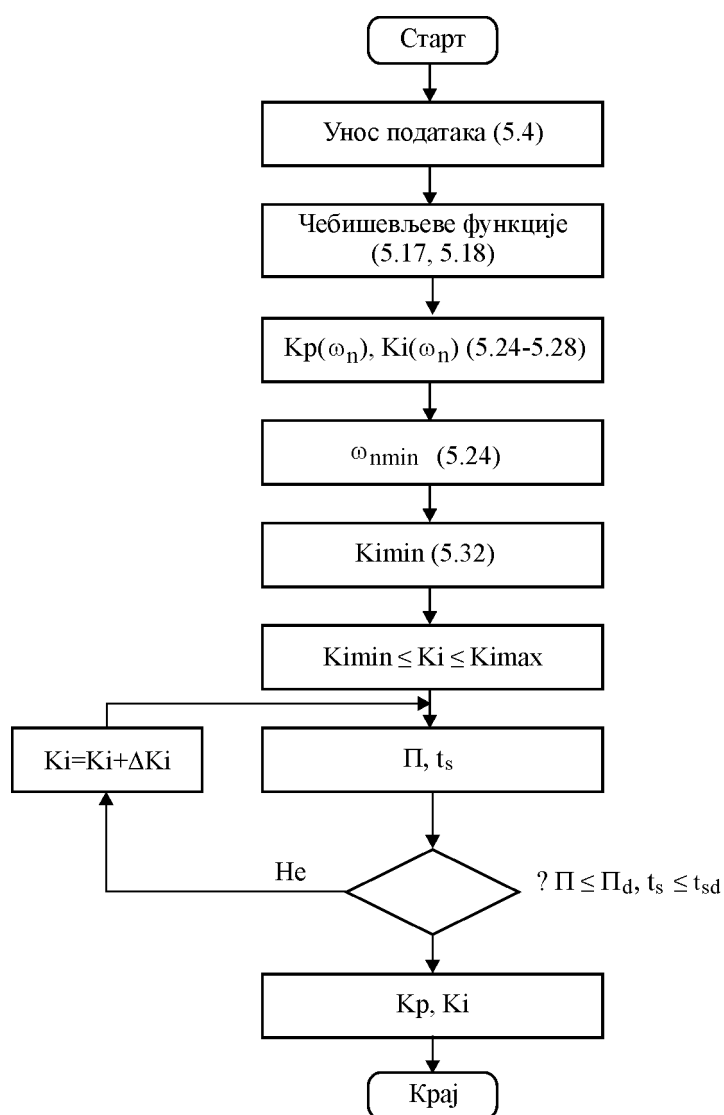
Да би показали ефикасност предложене методе пројектовања ПИ регулатора извршили смо симулације у програмском пакету Матлаб за преносну функције процеса $W_P(s)$.

$$W_P(s) = \frac{1}{5.2 \cdot 10^{-25} s^{10} + 9.23 \cdot 10^{-22} s^9 + 9.677 \cdot 10^{-19} s^8 + 7.838 \cdot 10^{-16} s^7 + 4.592 \cdot 10^{-13} s^6 + 2.072 \cdot 10^{-10} s^5 + \dots + 7.257 \cdot 10^{-8} s^4 + 1.755 \cdot 10^{-5} s^3 + 2.962 \cdot 10^{-3} s^2 + 0.243s + 1.248} \quad (5.33)$$

Преносна функција описана једначином (5.33), представља математички модел реалног процеса који се користи у индустрији. Реч је о пумпно управљаном хидромотору, где су пумпа променљивог протока и хидромотор константног протока, повезани дугачким хидрауличким водом. Потпуна идентификација ове преносне

функције извршена је у референци [12]. Мотив за узимање баш ове преносне функције процеса, за тестирање предложеног метода, је њен висок ред, она је десетог реда. На основу програма написаног у Матлабу, а према предложеној процедури, могу се одредити параметри ПИ регулатора за било коју преносну функцију процеса описаног једначином (5.4), тако да затворено коло система поседује захтевани коефицијент пригушења и добро време смирења.

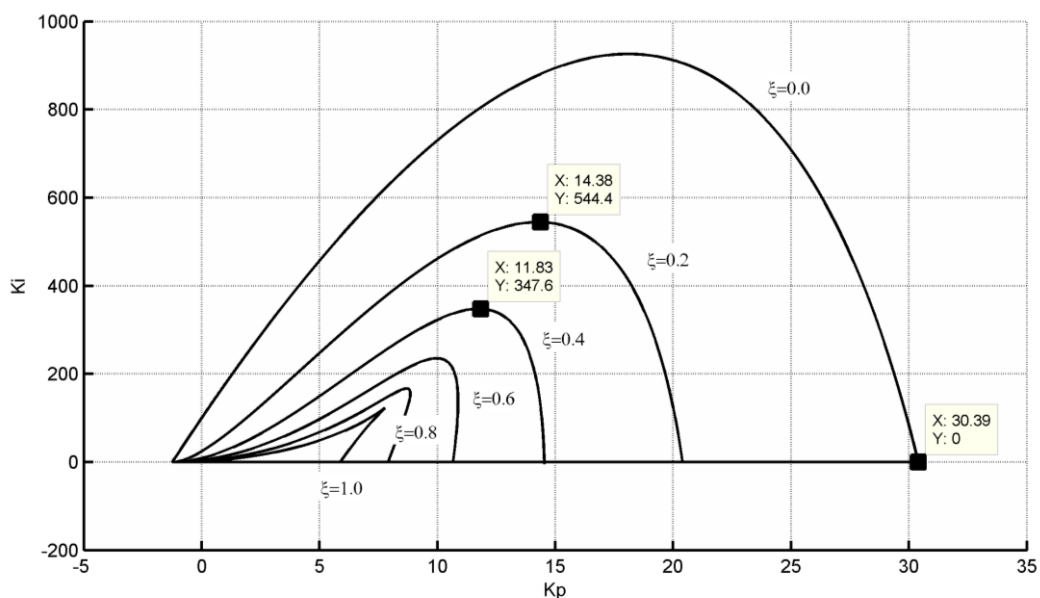
Ток програма написаног у Матлабу представљен је алгоритмом приказаним на слици 5.6.



Слика 5.6. Алгоритам одређивања параметра ПИ регулатора

Резултат рада програма је графичка интерпретација параметра регулатора, приказана на слици 5.7, за различите вредности коефицијента пригушења $0 \leq \xi \leq 1$, затвореног кола система аутоматског регулисања. Граница стабилности обележена је кривом

$\xi = 0$, са које можемо очитати вредност критичног пропорционалног појачања $K_{pkr}=30,39$. Вредности максималног интегралног појачања K_{imax} и одговарајућег пропорционалног појачања K_{pA} за различите вредности коефицијента пригушења ξ очитавају се са слике 5.7. Вредности параметра регулатора добијених са слике 5.7 приказане су у табели 5.1.

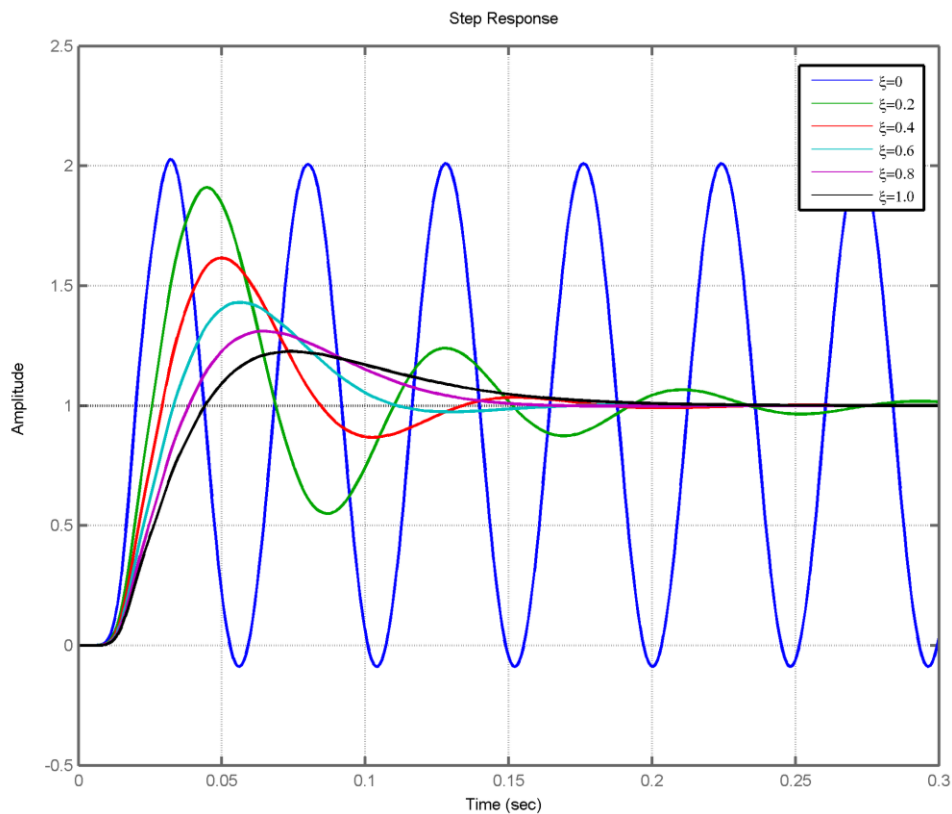


Слика 5.7 Параметарска равна за различите вредности коефицијента пригушења са границама стабилности

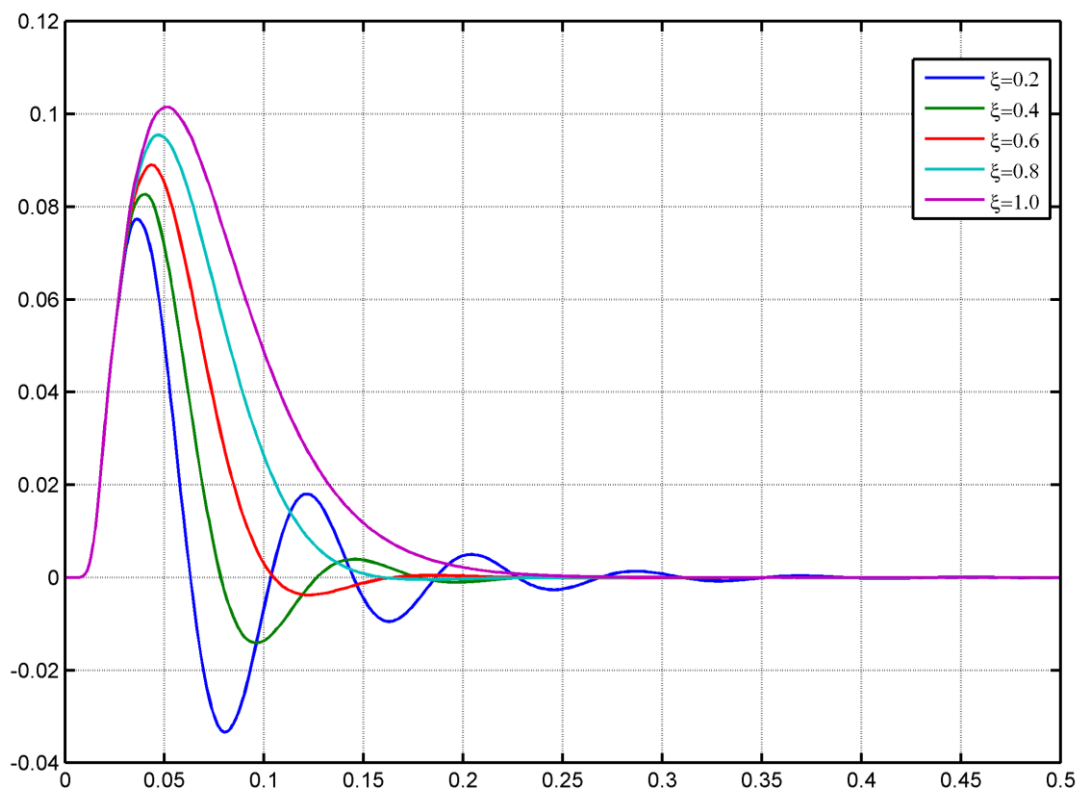
Табела 5.1 Резултати пројектовања ПИ регулатора са перформансама

Пригушење ξ	K_{pA}	K_{imax}	Прескок %	Време смирења (ms)	Претек фазе φ_m (степени)	Претек појачања g_m
0,2	14,38	544,4	91	265	15.8	1.56
0,4	11,83	347,6	61	169	27.2	2.1
0,6	10,02	235,4	43	143	35.9	2.6
0,8	8,665	166,9	31	140	42.8	3.1
1,0	7,77	122,9	23	178	48.8	3.57

За пројектоване вредности параметра ПИ регулатора из табеле 5.1, као и за критичну вредност пропорционалног појачања $K_{pkr} = 30,39$ при $\xi=0$, снимљени су одзиви система аутоматског регулисања који су приказани на слици 5.8. Са слике 5.8 видимо, да се у одскочном одзиву добијају велики прескоци и велико време смирења, чак и за веће вредности коефицијента пригушења ($\xi = 0.6, 0.8$ и $1,0$) затвореног кола. Вредности прескока и времена смирења приказани су у табели 5.1.



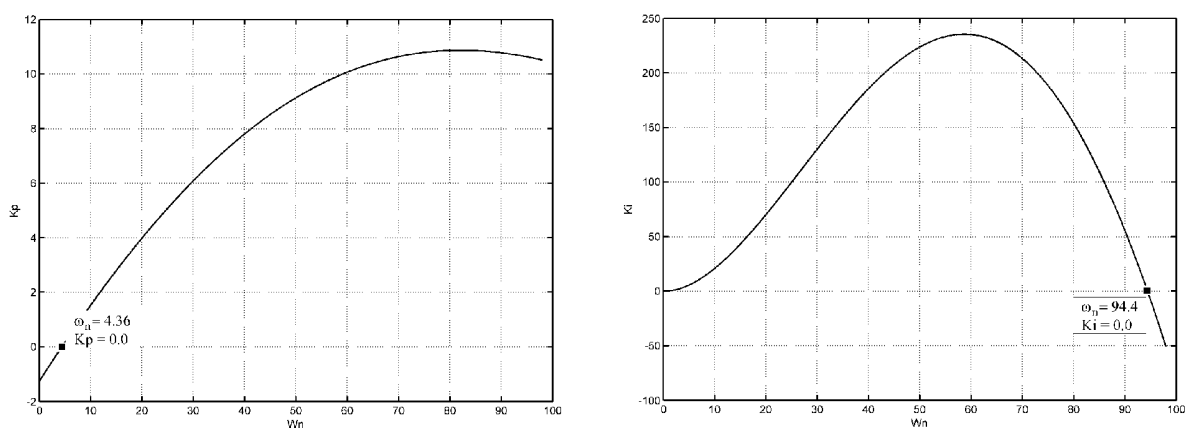
Слика 5.8 Одзив система за референтну вредност $X_r=1$ при $K_{i\max}$, за промене коефицијента пригушења $0 \leq \xi \leq 1$



Слика 5.9 Одзив система на дејство поремећаја $D=1$ при $K_{i\max}$, за промене коефицијента пригушења $0.2 \leq \xi \leq 1$

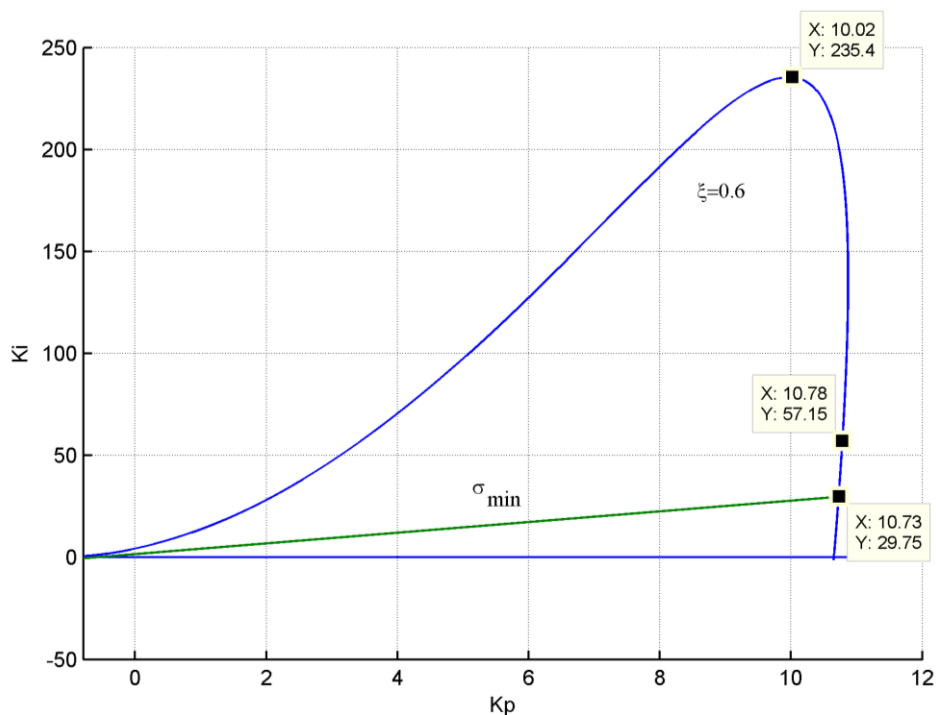
На слици 5.9 је показано како пројектовани регулатор сагласно минимуму ИЕ критеријума одбацује оптерећење изазвано дејством поремећаја $D=1$ при вредности референце $X_r=0$. Са слике 5.9 закључујемо да се за вредности коефицијента пригушења $\xi \geq 0.4$ могу очекивати добри резултати са аспекта потискивања оптерећења поремећаја. Међутим сагласно овом критеријуму неће се добити задовољавајуће вредности прескока, времена смирења као и маргина стабилности што се најбоље види из Табеле 5.1.

Да би уклонили нежељене вредности повећаног прескока и времена смирења, за изабрани коефицијент пригушења $\xi=0.6$, извршили смо процену времена смирења према $\sigma_{\min} = \xi\omega_{n\min}$. Вредност минималне непригушене учестаности $\omega_{n\min}$ и $\omega_{n\max}$ читавају се са слике 5.10.

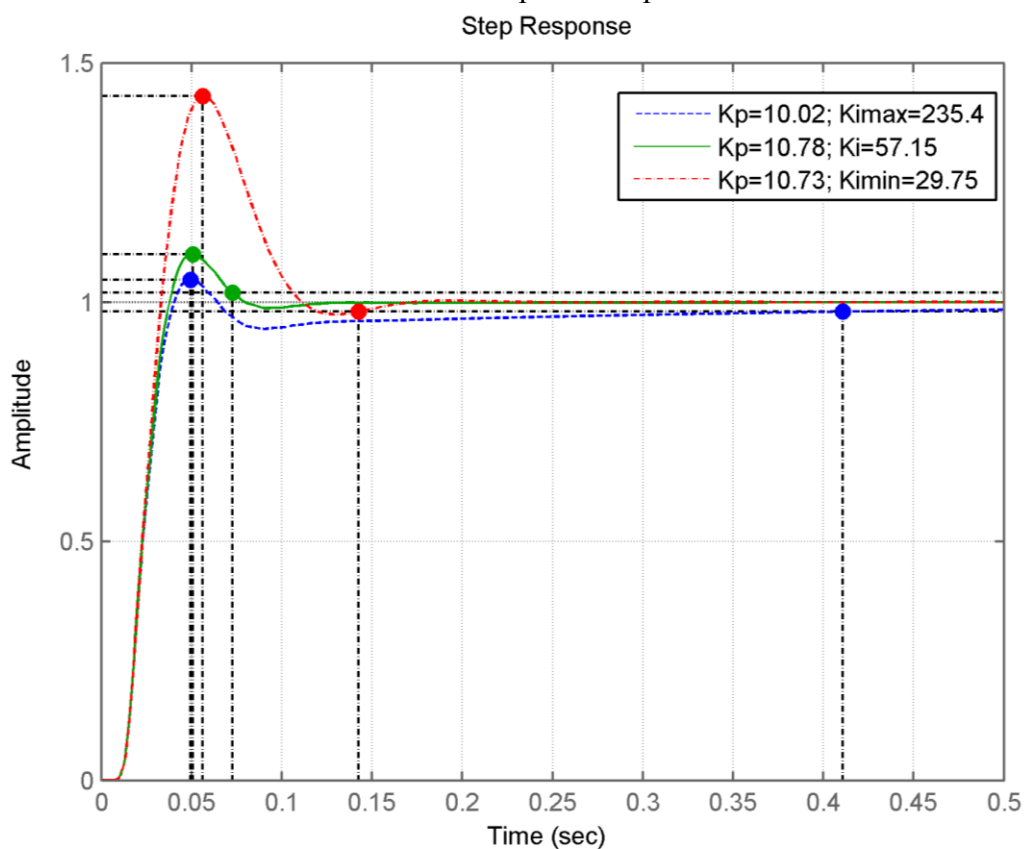


Слика 5.10 Граничне вредности непригушене учестаности $\omega_{n\min}$ и $\omega_{n\max}$ за коефицијент пригушења затвореног кола $\xi=0.6$

На овај начин у параметрској равни добијамо минималну вредност интегралног појачања $K_{i\min} = 29.75$ и одговарајућег пропорционалног појачања $K_p = 10.73$, као што се види са слике 5.11. Крећући се дуж дела криве приказане на слици 5.11, од тачке минималног интегралног појачања ка тачки максималног интегралног појачања, са одговарајућим кораком (који програм аутоматски генерише) и снимањем одзива, веома лако долазимо до тачке на кривој са параметрима регулатора који ће дати најбоље перформансе за дати процес. На слици 5.12 приказан је оскочни одзив затвореног кола са параметрима регулатора очитаним са слике 5.11. Са слике 5.12 видимо да за пројектоване вредности параметра регулатора $K_p = 10.78$ и $K_i = 57.15$, затворено коло система аутоматског регулисања поседује добре перформансе (прескок од 9.98% и време смирења од 72.8 ms).



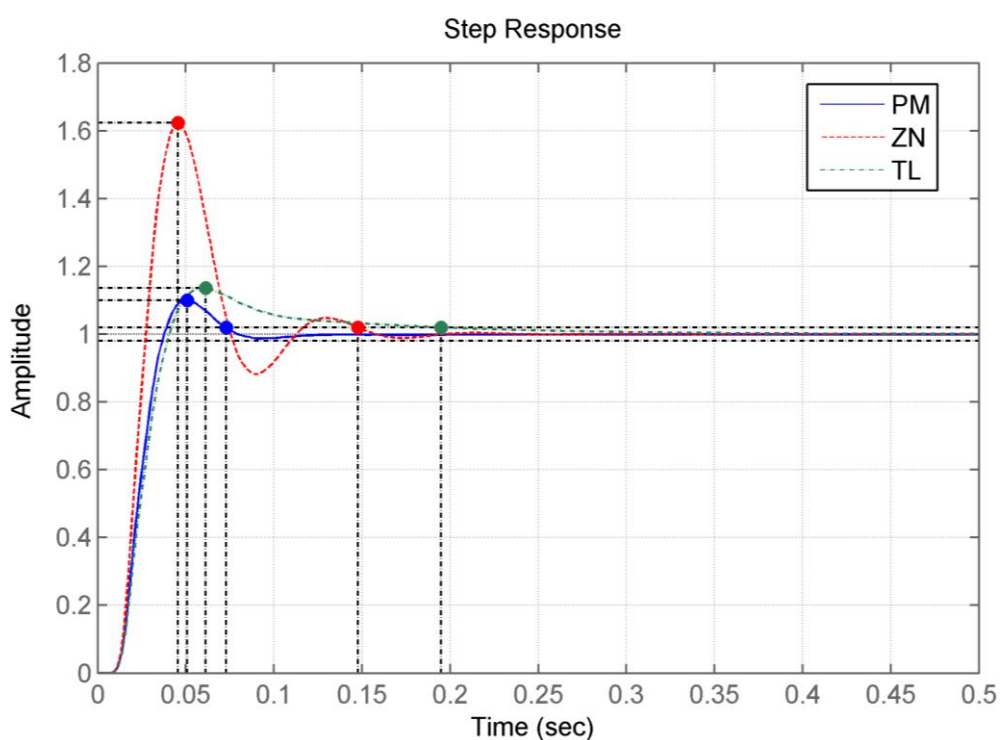
Слика 5.11 Параметрска раван за захтевани степен пригушења $\xi=0.6$ и захтевано време смирења



Слика 5.12 Одзив система при дефинисаном коефицијенту пригушења $\xi=0.6$ и захтеваном времену смирења

5.3 Поређење са другим методама

Пројектовани ПИ регулатор, методологијом датом у овом раду, за процес описан једначином (5.33), поредили смо са Зиглер-Николсовом (Ziegler-Nichols) (ЗН) [19] и Тиреус-Лајбеновом (Tureus-Luyben) (ТЛ) [23] методом подешавања параметра ПИ регулатора. То су две врло честе методе подешавања параметра регулатора у индустријској пракси. Резултати поређења у оскочном одзиву за описани процес приказани су на слици 5.13. Комплетне перформансе са аспекта одзива, релативне стабилности и робусности приказане су у табели 5.2.



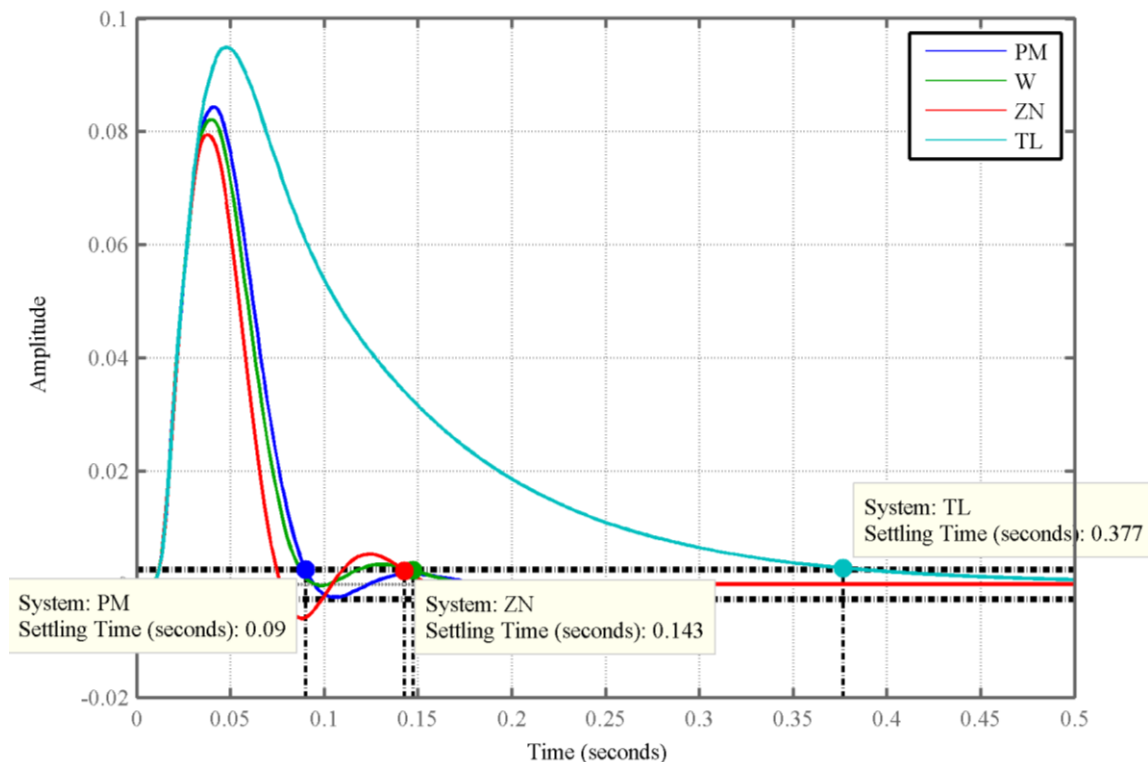
Слика 5.13 Упоредни приказ одзива система, на дејство референце $X_r = 1$, за предложени метод (ПМ) са методом Зиглер Николса (ЗН) и Тиреус Лајбена (ТЛ)

Табела 5.2 Упоредни приказ резултата пројектовања ПИ регулатора са перформансама за три методе

Метод	K_p	K_i	Прескок (%)	Време смирења t_s (ms)	Претек фазе ϕ_m (степени)	Претек појачања g_m	Маргина стабилности s_m
Зиглер-Николс (ЗН)	13.6775	341.8875	62.3	148	28	1.89	0.48
Тиреус-Лајбенов (ТЛ)	9.4379	89.3741	13.6	195	54.6	3.05	0.62
Предложени метод	10.78	57.15	9.99	72.8	56.5	2.74	0.64

На основу резултата приказаних у табели 5.2 видимо да Зиглер Николсов метод даје веома осцилаторан одзив карактерисан са прескоком од 62.3% уз време смирења од 148 ms и веома лошу робусност (претек фазе 28° , претек појачања 1.89 и маргину стабилности 0.48). Тиреус Лајбенов метод даје добро пригушен одзив карактерисан са прескоком од 13.6% али уз врло велико време смирења од 195 ms. Са аспекта робусности Тиреус Лајбенов метод даје добре резултате. Метод предложен у овом раду даје добро пригушен одзив карактерисан прескоком од 9.99% уз знатно боље време смирења од 72.8 ms у поређењу са ове ЗН и ТЛ методом. Са аспекта робусности предложени метод даје такође бољи резултат (претек фазе 56.5° , претек појачања 2.74 и маргину стабилности 0.64).

Резултати поређења са аспекта потискивања поремећаја оптерећења приказани су на слици 5.14. Овде је вршена процена времена смирења у комбинацији са минимумом ИЕ критеријума и добијене су вредности параметара ПИ регулатора $K_p = 11.52$ и $K_i = 272.1$, за које ће он најбоље потискивати настале поремећаје оптерећења. Са слике 5.14 видимо да предложена метода за вредност коефицијента пригушења ($\xi = 0.5$) обезбеђује боље потискивање поремећаја оптерећења изазвано дејством поремећаја у поређењу са Зиглер Николсовом и Ванговом (W) методом а знатно боље у односу на Тиреус Лајбенову методу.

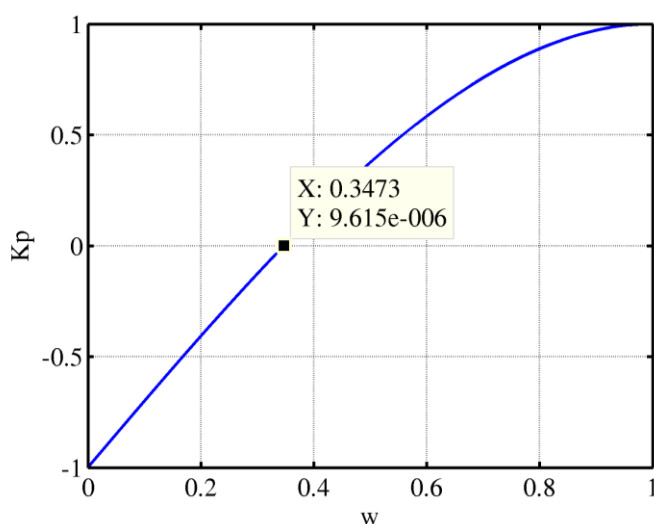


Слика 5.14 Упоредни приказ одзива система, на дејство поремећаја за предложени метод (PM), метод Зиглер Николса (ZN), метод Ванга (W) и Тиреус Лајбена (TL)

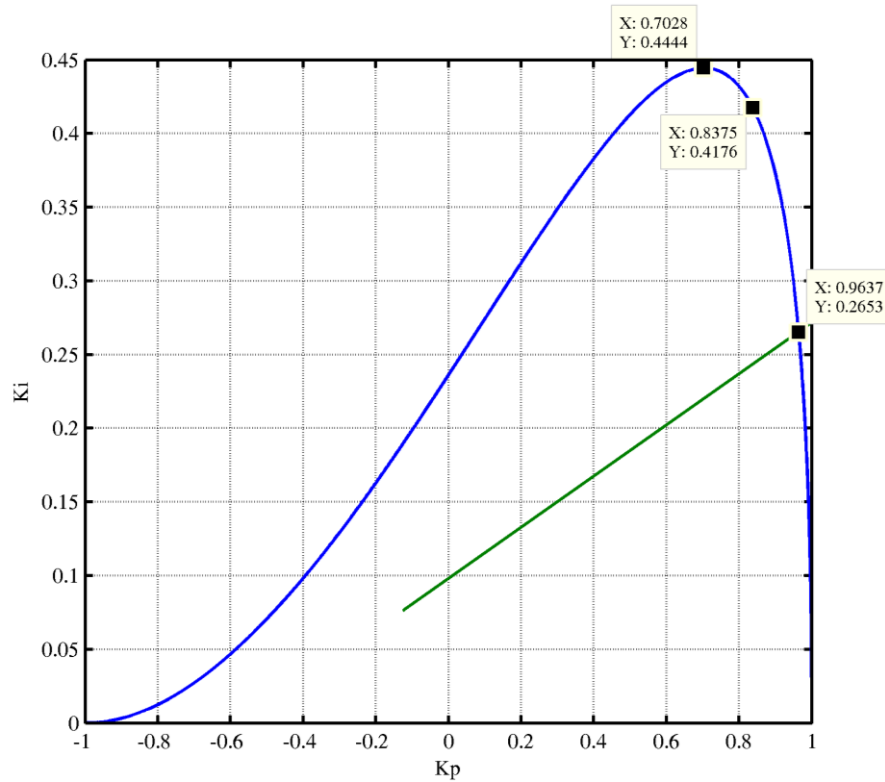
5.4 Примена предложене методе на примерима регулисања других процеса у поређењу са другим методама

Предложена методологија може бити успешно примењена и на процесе нижег реда. Овде се разматрају два процеса која се врло често наводе као примери у радовима из ове проблематике. Први процес који се разматра описан је преносном функцијом $W_{P1}(s) = \frac{1}{(s+1)^3}$. За процес описан преносном функцијом $W_{P1}(s)$ најпре је

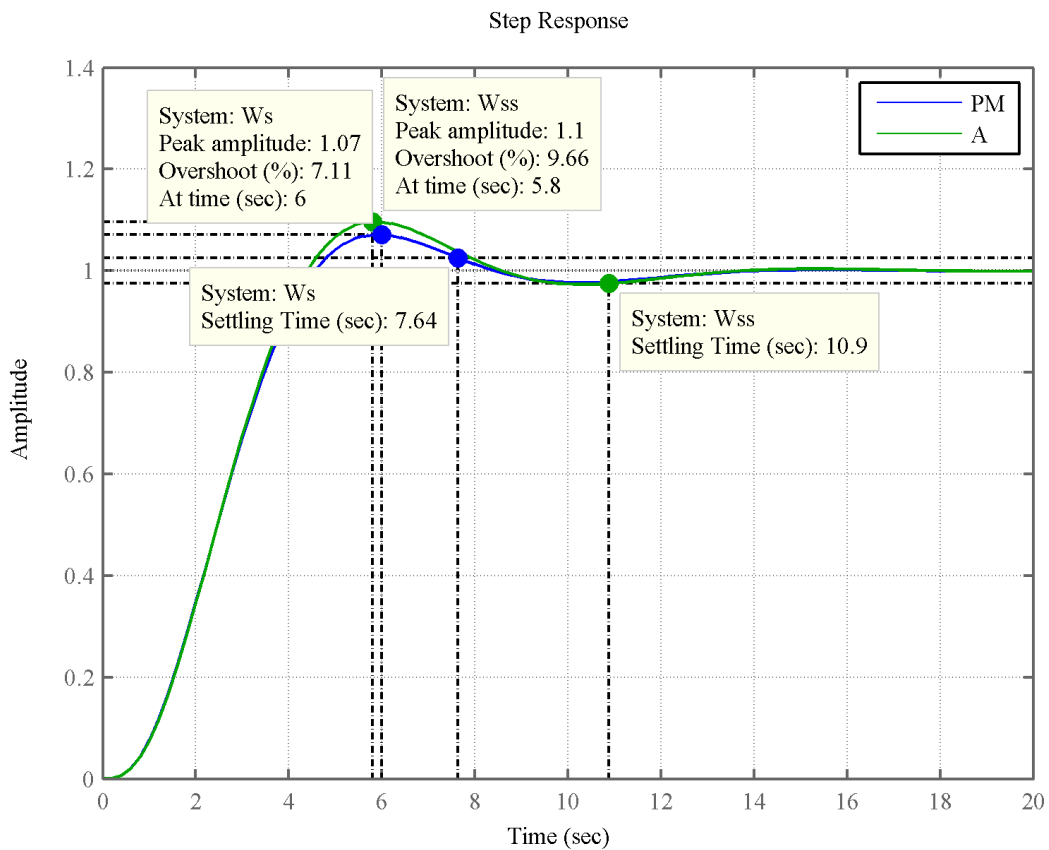
извршено сужавање области избора параметра регулатора што је показано на слици 5.15, а затим су те границе пресликане у параметарску раван која је показана на слици 5.16. На слици 5.16 јасно су одређене границе минималних и максималних вредности параметара регулатора као и вредност ових параметра при којима ће затворено коло система аутоматског регулисања поседовати најбоље време смирења за захтевани степен пригушења. Резултати добијени овом методологијом у упоредном приказу са резултатима које су добили Astrom [25] и Wang [34] у својим последњим радовима из ове проблематике приказани су на сликама од 5.17 до 5.20, како са аспекта перформанси у одзиву по референци тако и са аспекта робусности.



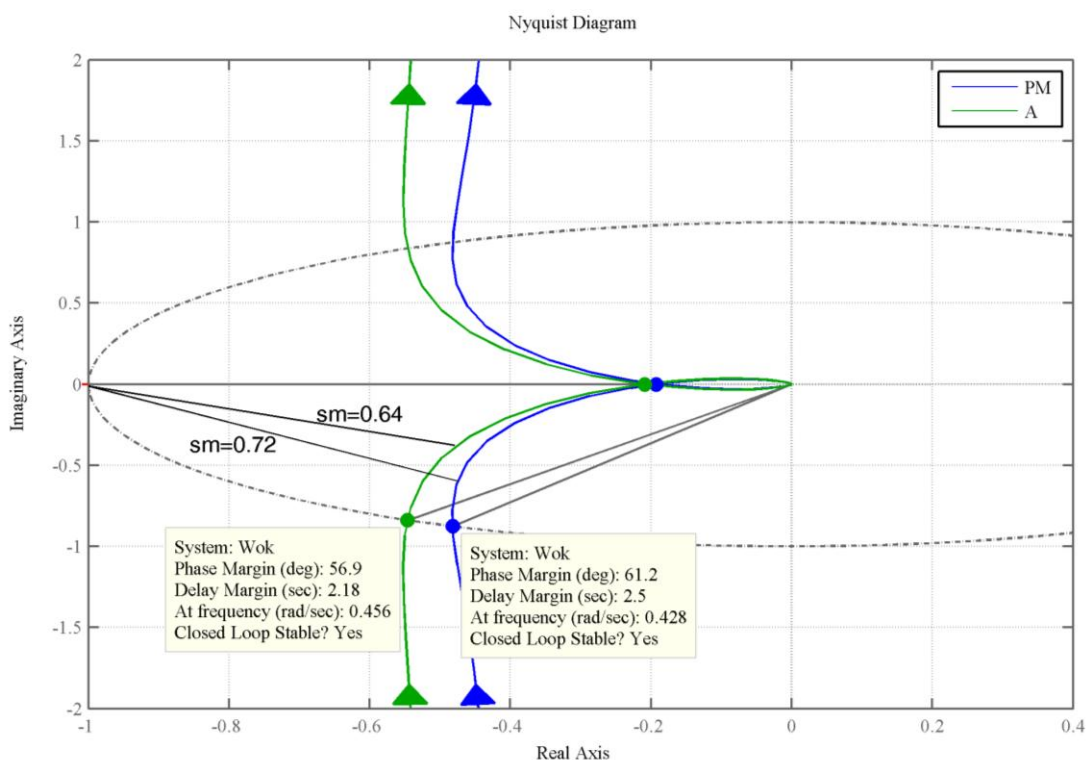
Слика 5.15 Гранична вредност непригушене учестаности ω_{nmin} за коефицијент пригушења затвореног кола $\xi=0.6$



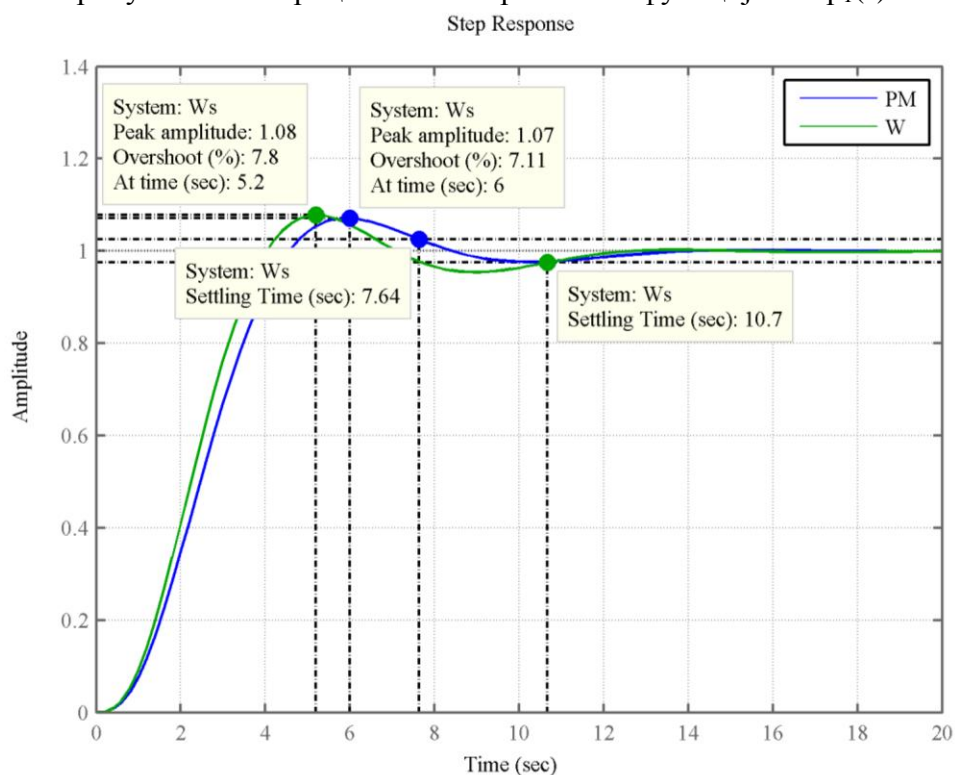
Слика 5.16 Параметрска равна за захтевани степен пригушења $\xi=0.6$ и захтевано време смирења



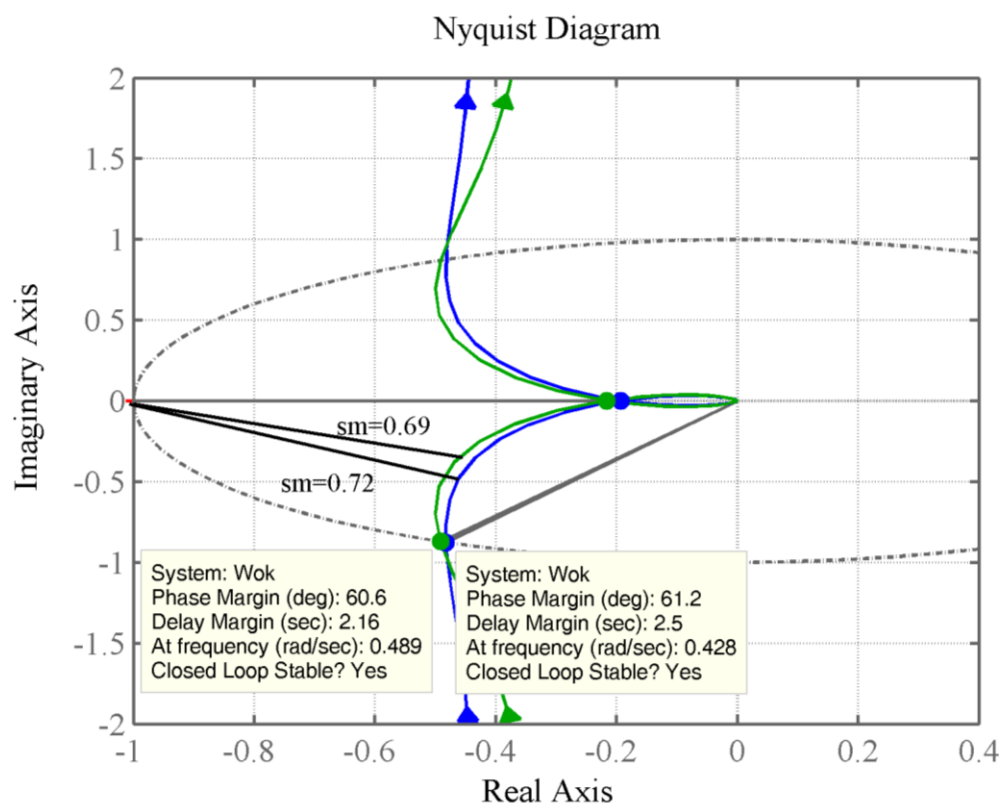
Слика 5.17 Поређење предложеног метода (ПМ) са методом Астрома (А) по референци за процес описан преносном функцијом $W_{p1}(s)$



Слика 5.18 Поређење предложеног метода (ПМ) са методом Астрома (А) са аспекта робустности за процес описан преносном функцијом $W_{p1}(s)$



Слика 5.19 Поређење предложеног метода (ПМ) са методом Wang (W) по референци за процес описан преносном функцијом $W_{p1}(s)$



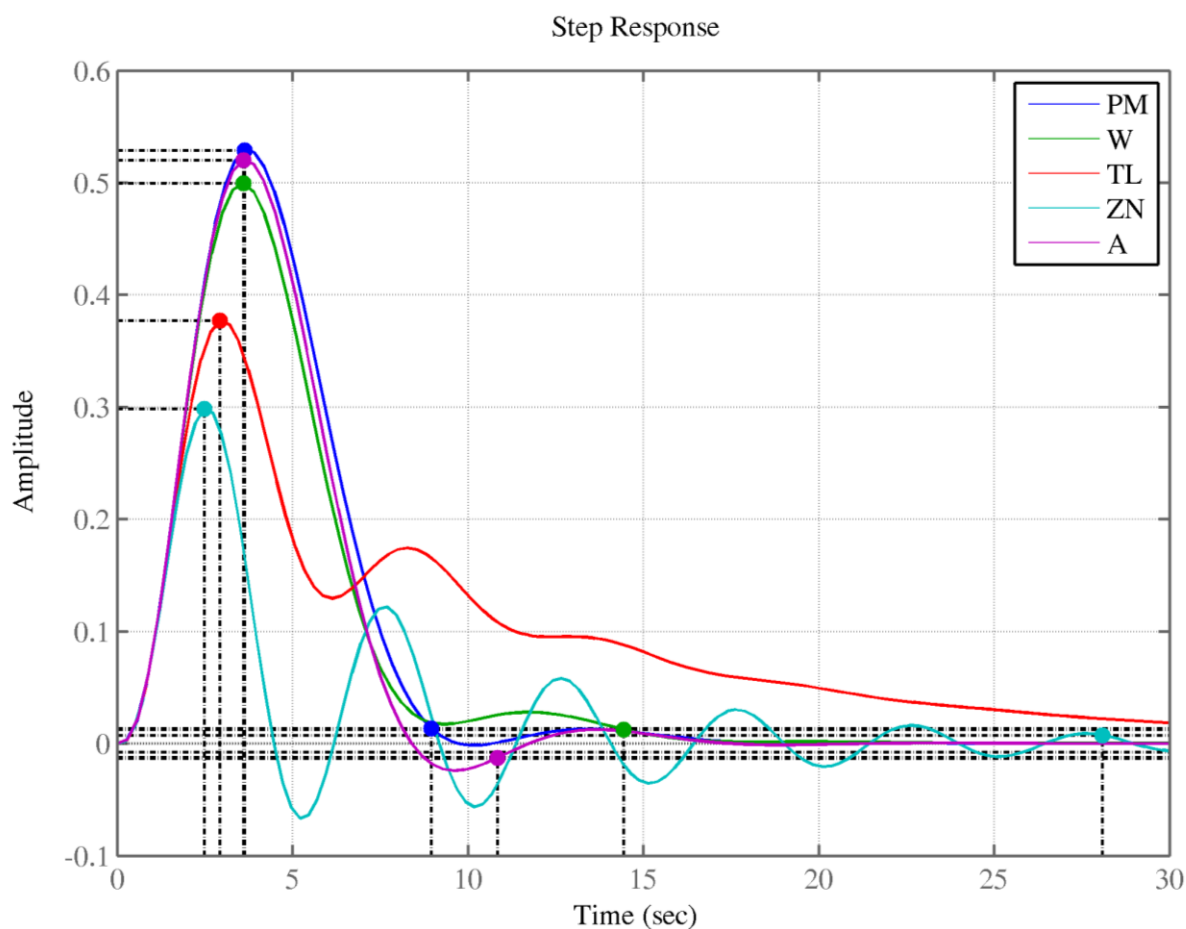
Слика 5.20 Поређење предложеног метода (ПМ) са методом Wanga (A) са аспекта робусности за процес описан преносном функцијом $Wp_1(s)$

Табела 5.3. Упоредни приказ резултата пројектовања ПИ регулатора са перформансама за преносну функцију процеса $Wp_1(s)$

Метод	K_p	K_i	Прескок (%)	Време смирења t_s (s)	Претек фазе φ_m (степени)	Претек појачања g_m	Маргина стабилности s_m
Åström (A)	0.862	0.461	9.66	10.9	56.9	4.8	0.64
Wang (W)	1.0373	0.4445	7.8	10.7	60.6	4.8	0.69
Ziegler-Nichols (ЗН)	3.6	1.19	55.9	28.3	14.8	1.54	0.2
Tyres-Luyben (ТЛ)	2.4845	0.312	12.3	23.8	44.4	2.85	0.5
Предложени метод (ПМ)	0.8375	0.4176	7.11	7.64	61.2	5	0.72

Комплетна упоредна анализа предложене методе са перформансама у поређењу са другим методама приказана је у табели 5.3. Из табеле можемо видети да за процес описан преносном функцијом $Wp_1(s)$ најбоље перформансе са аспекта одзива по референци и робусности даје предложени метод (ПМ). Добре перформансе дају и метод Åströma (A) и Wanga (W) док Ziegler-Nichols-ov (ЗН) и Tyres-Luyben-ov (ТЛ) метод дају знатно лошије перформансе и са аспекта одзива и са аспекта робусности.

Потискивање оптерећења поремећаја за пројектовани регулатор предложеном методом у упоредном приказу са другим методама приказано је на слици 5.21. Са слике 5.21 видимо да најбоље потискивање поремећаја обезбеђује предложени метод (PM), мада добре резултате даје и метод Astroma (A), док метод Wanga (W) даје нешто лошији резултат. Ziegler-Nichols-ov (ЗН) и Tyreus-Luyben-ov (ТЛ) метод при потискивању поремећаја оптерећења дају изузетно лош резултат за процес описаном преносном функцијом $W_{p1}(s)$.

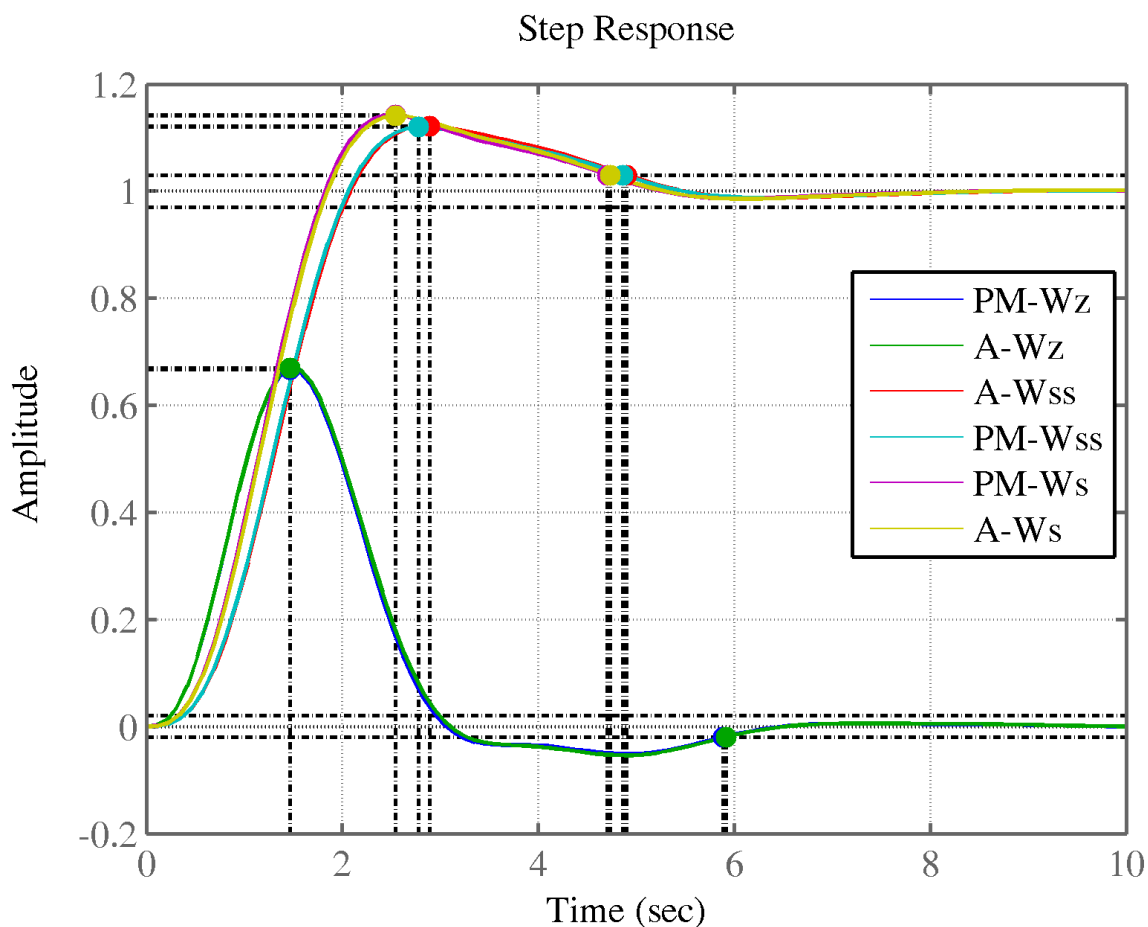


Слика 5.21 Поређење преложеног метода (ПМ) са са другим методама при потискивању помремећаја оптерећења за процес описан преносном функцијом $W_{p1}(s)$

Други процес који се разматра описан је преносном функцијом $W_{P2}(s) = \frac{9}{(s+1)(s^2+2s+9)}$. Он је карактеристичан са аспекта осцилаторности јер има коњуговано комплексан пол у левој полуравни са релативним степеном пригушења процеса $\xi = 0.33$.

Резултати упоредне анализе предложеног метода (ПМ) са методом Astroma (A), по референци за регулатор са једним и два степена слободе при степену пригушења зтвореног кола система аутоматског регулисања $\xi = 0.6$ приказани су на слици 5.22.

На истој слици у упоредном приказу, приказано је потискивање поремећаја оптерећења за овај процес.



Слика 5.22. Поређење предложеног метода (ПМ) са методом Астрома (А) по референци и потискивању поремећаја за процес описан преносном функцијом $W_{p2}(s)$

Са слике 5.22 видимо да предложени метод за дати процес описан преносном функцијом $W_{p2}(s)$ за нијансу даје боље резултате како по референци тако и по потискивању поремећаја оптерећења. Овде је важно напоменути да је предложена методологија знатно једноставнија од методологије Астрома и да није потребно решавање никаквих нелинеарних алгебарских једначина за добијање параметара регулатора. Ово је нарочито важно за процесе вишег реда када методологија Астрома постаје веома тешко примењива.

5.5 Примена предложене методе на примерима регулисања процеса са кашњењем

Предложени метод пројектовања ПИ регулатора може се примени ефикасно и на процесе са кашњењем. Преносна функција процеса система са кашњењем у општем облику дата је са:

$$W_P(s) = \frac{N(s)}{M(s)} e^{-\tau s} = \frac{\sum_{k=0}^m b_k s^k}{\sum_{k=0}^n a_k s^k} e^{-\tau s}, \quad m \leq n \quad (5.34)$$

Поредећи једначину (5.4) са једначином (5.34) и после низа одговарајућих математичких трансформација примењених на једначинама од (5.5) до (5.22) систем једначина једначина (5.23) по променљивим коефицијентима пропорционалног и интегралног појачања K_p и K_i добија облик дат једначином (5.35)

$$\begin{aligned} K_p \left[\xi \cdot \omega_n \cdot \gamma(\xi, \omega_n) + \sqrt{1-\xi^2} \cdot \omega_n \cdot \delta(\xi, \omega_n) \right] - K_i \cdot \gamma(\xi, \omega_n) &= [\alpha(\xi, \omega_n) \cos q - \beta(\xi, \omega_n) \sin q] \cdot e^{-p} \\ K_p \left[\xi \cdot \omega_n \cdot \delta(\xi, \omega_n) - \sqrt{1-\xi^2} \cdot \omega_n \cdot \gamma(\xi, \omega_n) \right] - K_i \cdot \delta(\xi, \omega_n) &= [\beta(\xi, \omega_n) \cos q + \alpha(\xi, \omega_n) \sin q] \cdot e^{-p} \end{aligned} \quad (5.35)$$

где су

$$p = \tau \cdot \xi \cdot \omega_n; \quad q = \tau \cdot \omega_n \sqrt{1-\xi^2}. \quad (5.36)$$

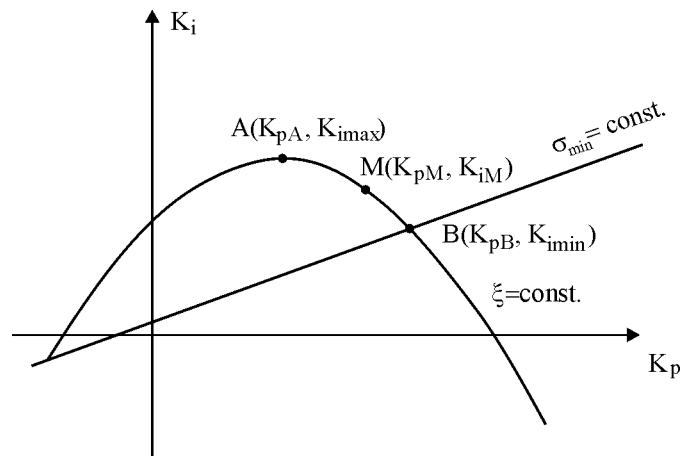
Решавањем система једначина (5.35) при $\omega_n \neq 0$, $0 \leq \xi < 1$ добијамо зависност интегралног појачања K_i као функцију пропорционалног појачања K_p и параметара које представљају непригушена учестаност и коефицијент пригушења затвореног кола система аутоматског регулисања.

$$K_i = \left[\xi + \sqrt{1-\xi^2} \cdot \frac{(\beta \cdot \delta + \alpha \cdot \gamma) \cos q + (\alpha \cdot \delta - \beta \cdot \gamma) \sin q}{(\beta \cdot \gamma - \alpha \cdot \delta) \cos q + (\beta \cdot \delta + \alpha \cdot \gamma) \sin q} \right] \cdot \omega_n \cdot K_p \quad (5.37)$$

Једначина (5.37) оптимизира коефицијент пригушења затвореног кола за захтевани интервал непригушених учестаности $\omega_n = (0, \omega_{n \max})$. Овде је важно истаћи да за сингуларне праве, које заједно са кривом описаном једначином (5.37) представљају затворену контуру потенцијалних решења, важе исти услови као код процеса без кашњења.

Да би сузили област избора параметара уводимо и оптимизацију по времену смирења дату једначином (5.38), тако да је сада интервал непригушених учестаности ограничен на $\omega_n = (\omega_{n \min}, \omega_{n \max})$ као што је приказано на слици 5.23.

$$K_{i \min} = \sigma_{\min} \cdot K_p - \frac{f_1(-\sigma_{\min})}{N(-\sigma_{\min})} e^{-p}; \quad \sigma_{\min} = \xi \cdot \omega_{n \min} \quad (5.38)$$



Слика 5.23. Параметарска раван са границама максималног и минималног интегралног појачања за захтевани степен пригушења затвореног кола

Применом софтверског пакета Матлаб написан је програм који повезује једначине од (5.35) до (5.38) и аутоматски црта криву зависности K_i као функцију пропорционалног појачања K_p у параметарској равни за захтевани коефицијент пригушења затвореног кола система аутоматског регулисања и генерише тачку са најбољим временом смирења за посматрани процес.

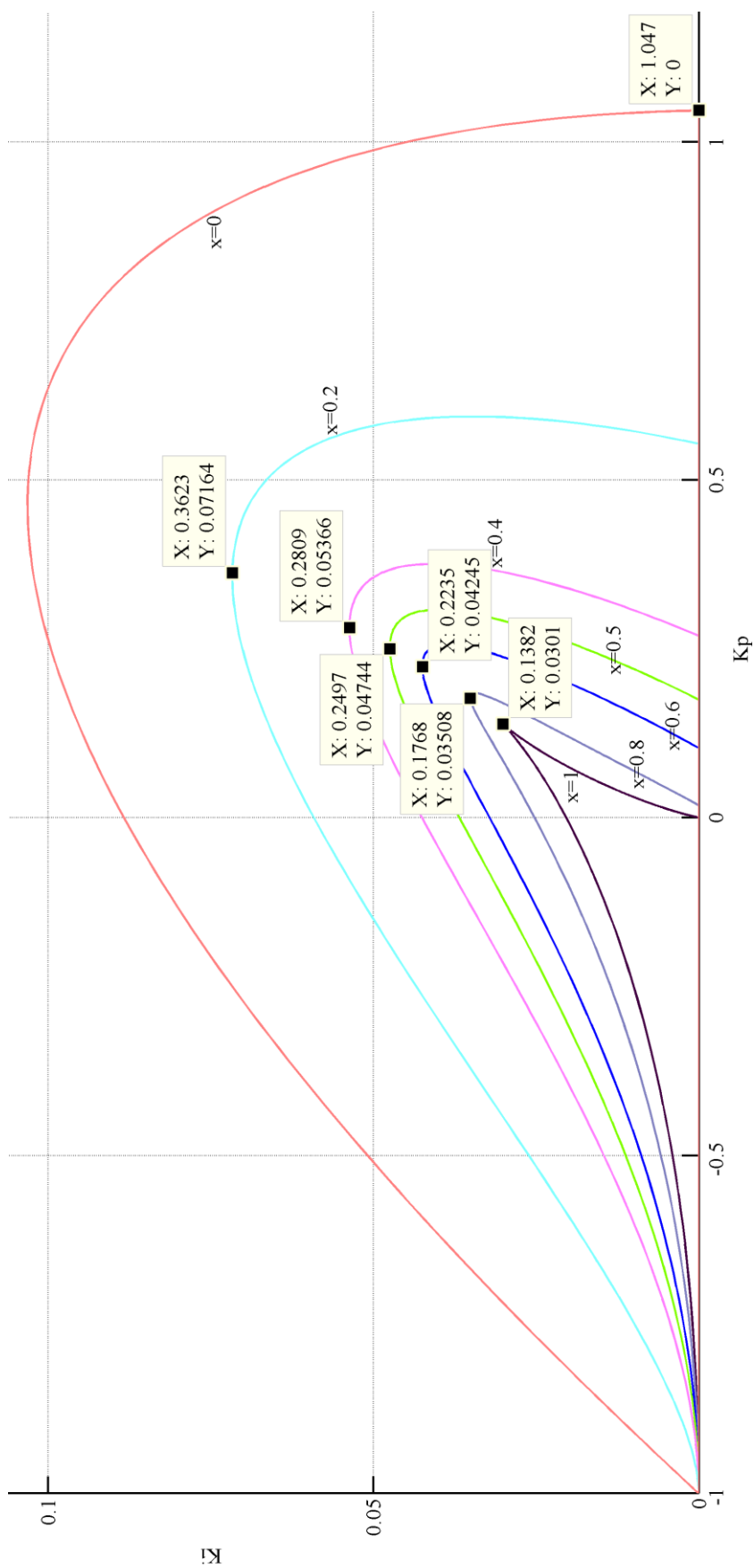
Да би илустровали предложену методу пројектовања ПИ регулатора на процесе са кашњењем изабрана су два типична примера која су често незаобилазна у литератури из ове проблематике.

$$W_{P3}(s) = \frac{1}{(s+1)^3} e^{-15s} \quad (5.39)$$

$$W_{P4}(s) = e^{-s} \quad (5.40)$$

Пример преносне функције процеса $W_{P3}(s)$ ја карактеристичан са аспекта релативно великог времена кашњења $\tau = 15 \text{ sec}$, јер се многе методе за подешавање параметара ПИ регулатора показују као слабе за овакве системе. Код овог процеса је однос између времена кашњења и доминантне временске константе $15/3$. Код процеса описаног преносном функцијом $W_{P4}(s)$ овај однос је још екстремнији и теоретски он тежи бесконачности.

На слици 5.24 приказана је параметарска раван са границама апсолутне и релативне стабилности за захтевани коефицијент пригушења затвореног кола система аутоматског регулисања. Табеларни приказ пројектовања ПИ регулатора са перформансама према минимуму ИЕ критеријума приказани су у табели Т 5.4.

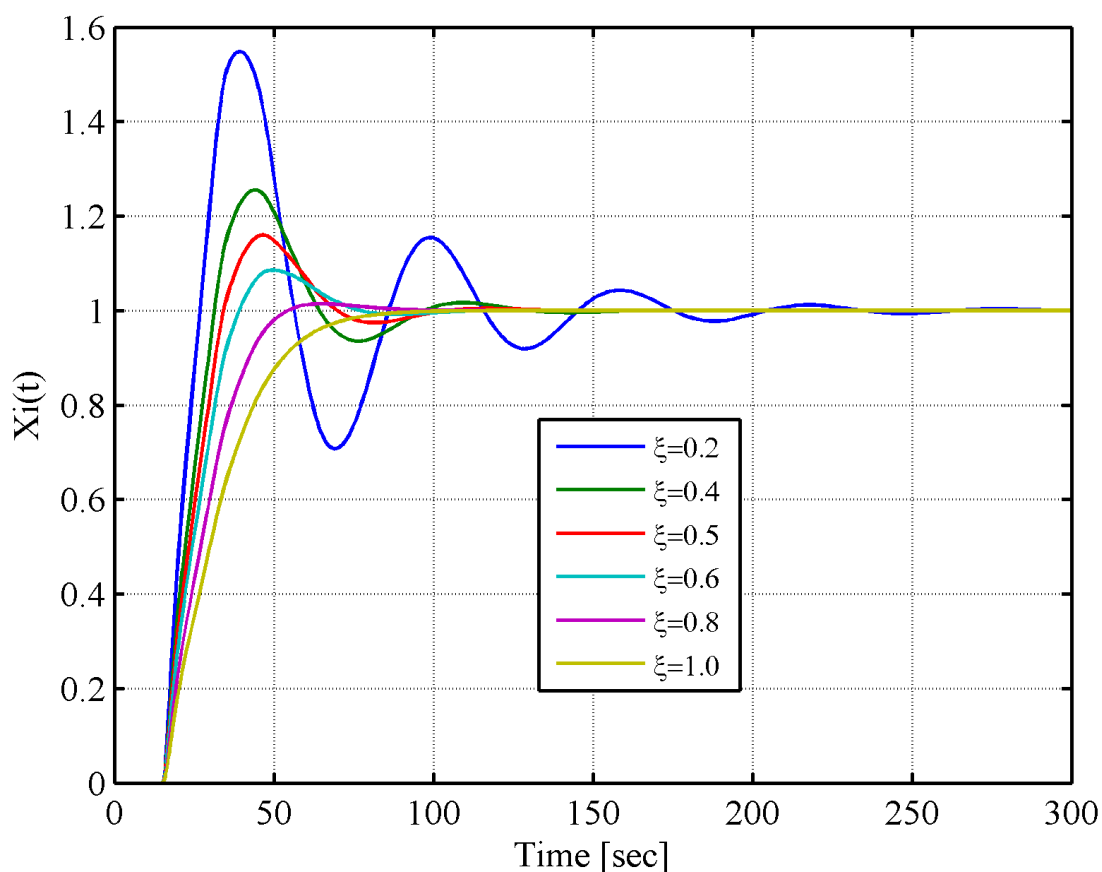


Слика 5.24. Параметарска равна са границама максималног интегралног појачања за различите вредности степен пригушења затвореног кола

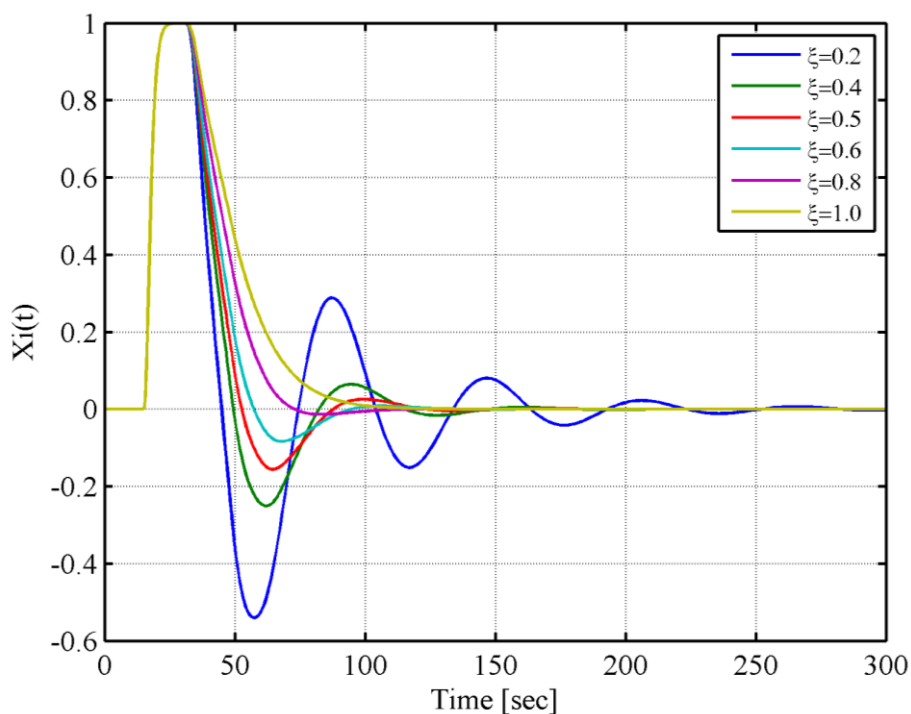
Табела 5.4. Приказ резултата пројектовања ПИ регулатора са перформансама за преносну функцију процеса $W_{p3}(s)$ према K_{imax}

Пригушење ξ	K_{pA}	K_{imax}	Прескок %	Време смирења (s)	Претек фазе φ_m (степени)	Претек појачања g_m
0.2	0.3623	0.07164	54.8	180	32.6	1.44
0.4	0.2809	0.05366	25.5	95	48.9	1.91
0.5	0.2497	0.04744	15.9	89	54.1	2.16
0.6	0.2262	0.04245	8.5	69	58.1	2.41
0,8	0.1768	0.03551	1.5	50	63.0	2.90
1,0	0.1382	0.03010	0.0	67	66.5	3.42

Одзиви система аутоматског регулисања за различите вредности коефицијента пригушења по референци приказане су на слици 5.25, а по потискивању поремећаја оптерећења на слици 5.26.

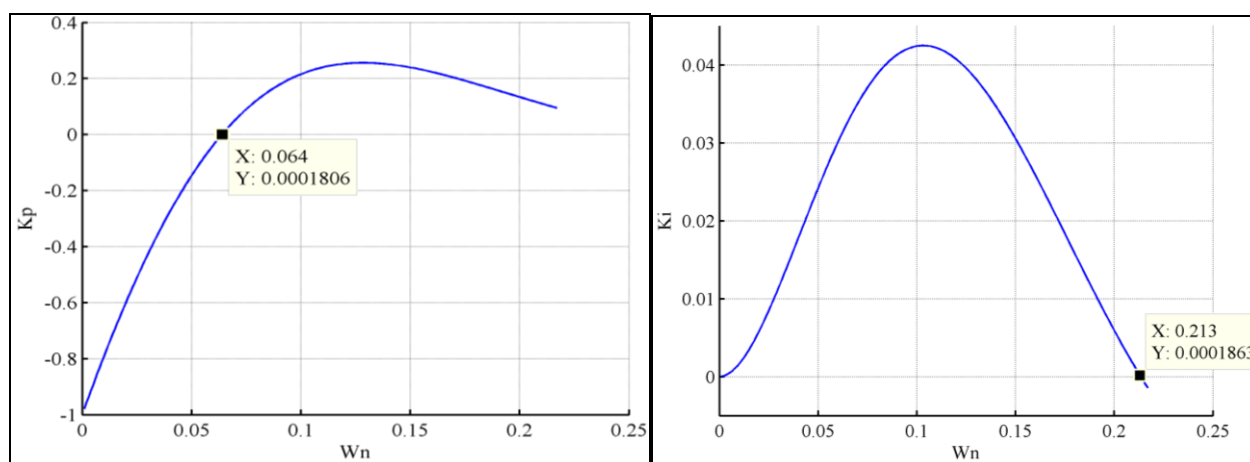


Слика 5.25 Одзив система аутоматског регулисања за различите вредности степена пригушења

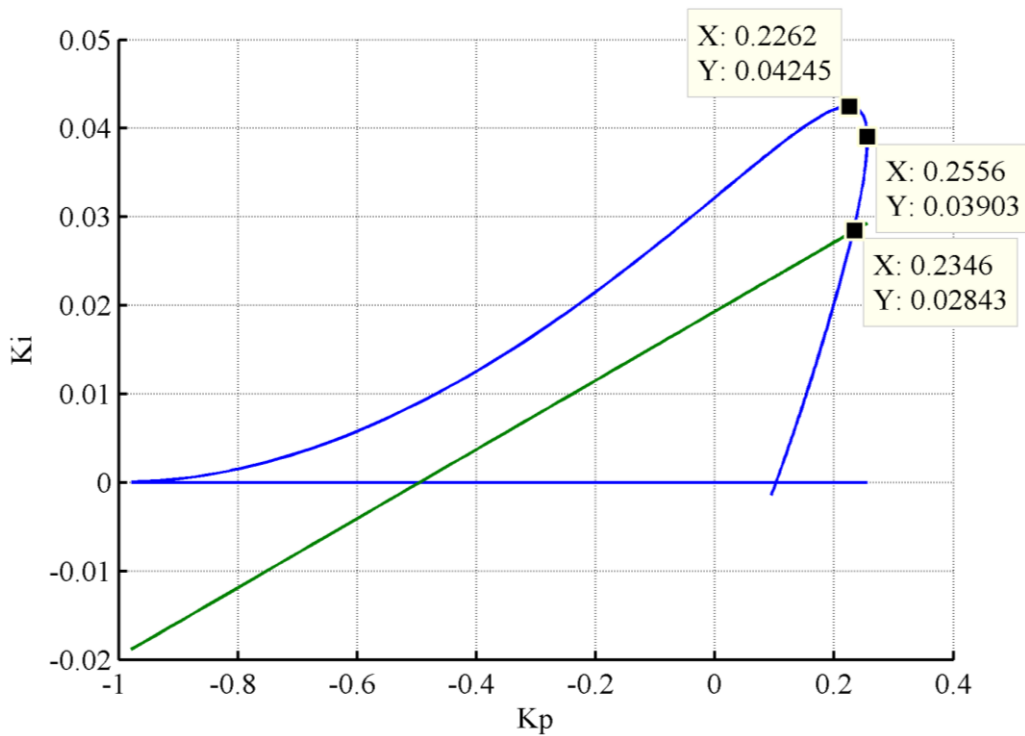


Слика 5.26 Одзив система аутоматског регулисања за различите вредности степена пригушења при потискивању оптерећења поремећаја

Применом предложене методологије са увођењем ограничења по времену смирења, извршено је сужење области у параметарској равни за захтевани коефицијент релативне стабилности $\xi=0.6$, на посматраном примеру процеса описаног преносном функцијом са кашњењем $W_p(s)$. Сужена област непригушених учестаности, за избор параметара регулатора захтеваног коефицијента пригушења система аутоматског регулисања, приказана је на слици 5.27 и обухвата интервал $0.064 \leq \omega_n \leq 0.213$ рад/с.

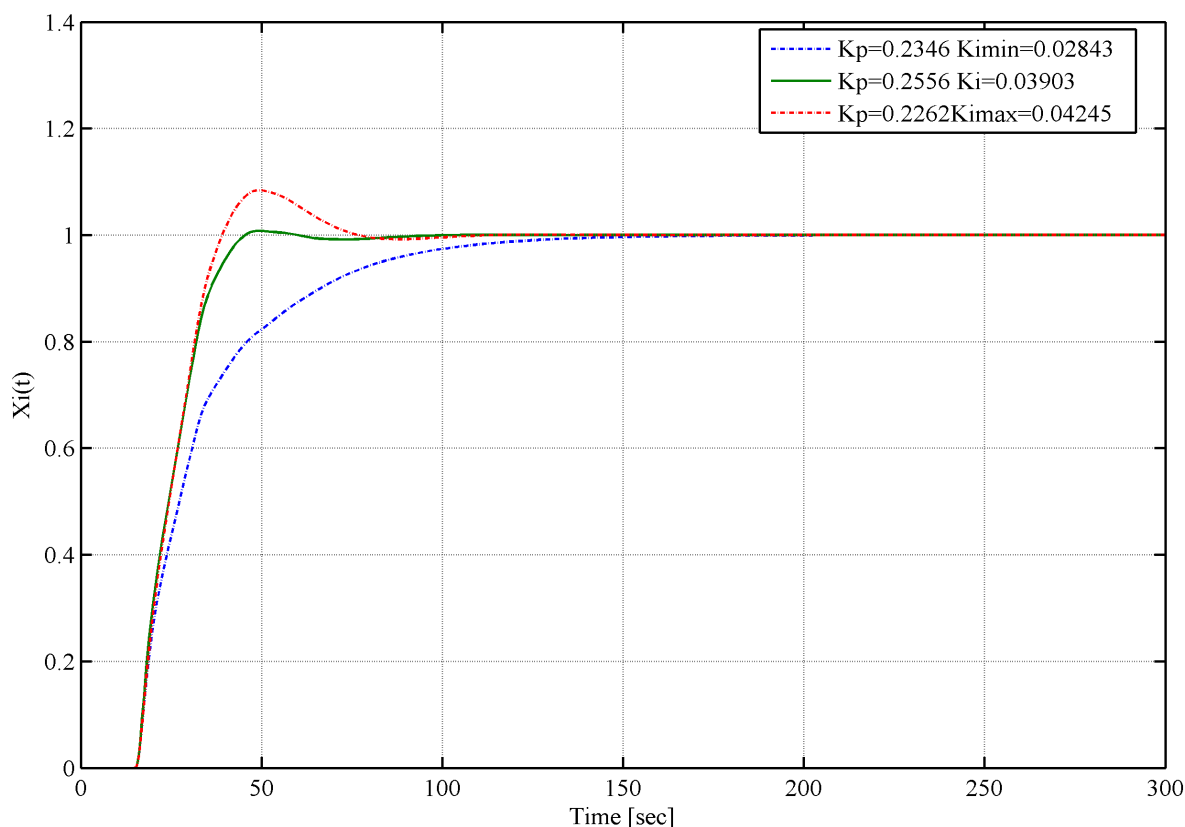


Слика 5.27 Граничне вредности непригушене учестаности ω_{nmin} и ω_{nmax} за коефицијент пригушења затвореног кола $\xi=0.6$



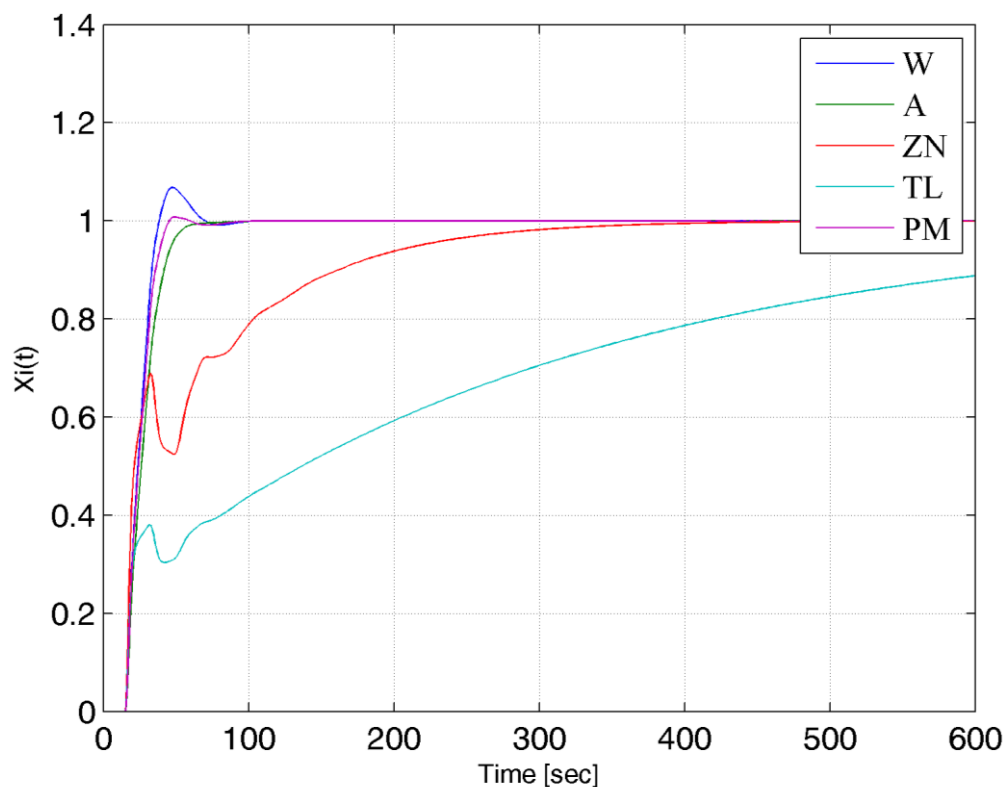
Слика 5.28 Параметрска равна за захтевани степен пригушења $\xi=0.6$ и захтевано време смирења процеса $W_{p3}(s)$

На овај начин у параметрској равни добијамо минималну вредност интегралног појачања $K_{i\min} = 0.02843$ и одговарајућег пропорционалног појачања $K_p = 0.2346$, као што се види са слике 5.28. Крећући се дуж дела криве приказане на слици 5.28, од тачке минималног интегралног појачања ка тачки максималног интегралног појачања, са одговарајућим кораком (који програм аутоматски генерише) и снимањем одзива, веома лако долазимо до тачке на кривој са параметрима регулатора који ће дати најбоље перформансе за дати процес. На слици 5.29 приказан је оскочни одзив затвореног кола са параметрима регулатора очитаним са слике 5.28. Са слике 5.29 видимо да за вредности параметра регулатора $K_p = 0.2556$ и $K_i = 0.03903$, затворено коло система аутоматског регулисања поседује знатно боље перформансе (прескок 0.8% и време смирења 42.4 сек.) од регулатора пројектованог према минимуму ИЕ критеријума (прескок 8.5% и време смирења 69 секунди).

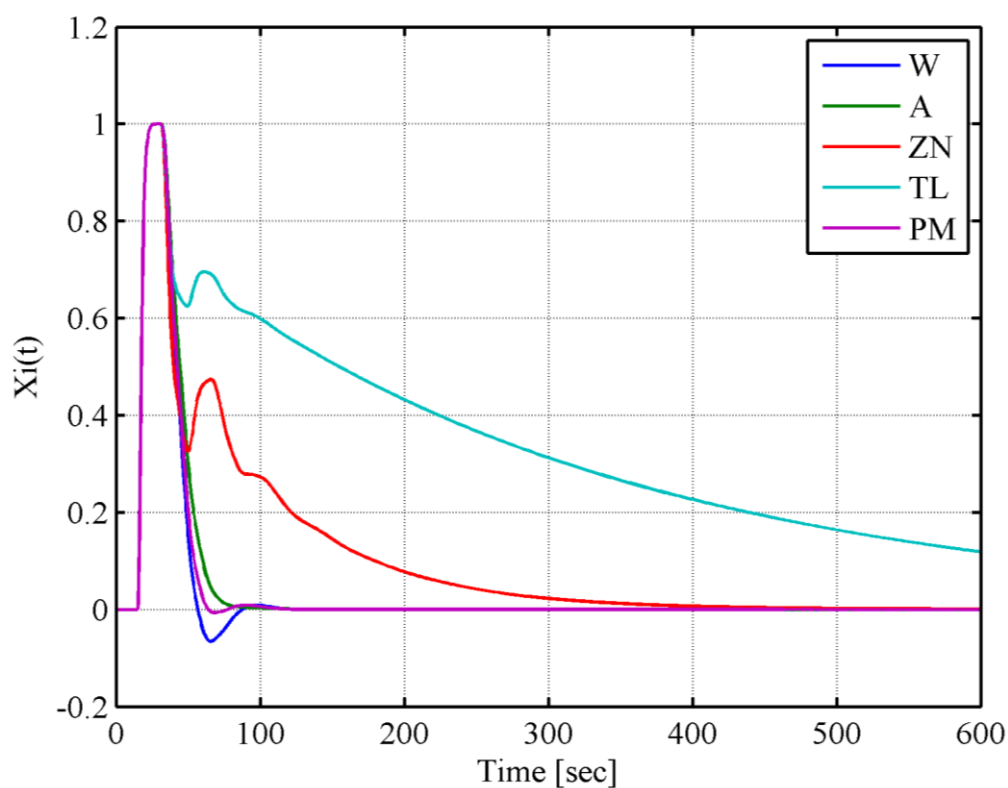


Слика 5.29 Одзив система при дефинисаном коефицијенту пригушења $\xi=0.6$ и захтеваном времену смирења процеса $W_{P3}(s)$

Предложена методологија (ПМ) за пројектовање ПИ регулатора за процесе са великим релативним временом кашњења упоређена је са другим методама како по референци тако и по потискивању оптерећења поремећаја. Од других метода коришћене су методе Зиглер Николса, Тиреус Лајбена, Ванга и Астрома. Прве две су узете за поређење из разлога што је велики проценат регулатора у индустрији подешен према овим методама. Друге две методе спадају у савремене методе које дају знатно боље перформансе затвореног круга регулисања али још увек нису довољно заступљене у индустрији. Резултати упоредне анализе одзива система аутоматског регулисања по референци приказани су на слици 5.30, а по потискивању поремећаја оптерећења на слици 5.31. Комплетан упоредни приказ са перформансама одзива и робусности, предложене методе (ПМ) са другим методама, представљен је и табеларно у табели 5.5. Резултати упоредне анализе (приказани на сликама 5.30, 5.31 и у табели 5.5), за процес описан преносном функцијом $W_{P3}(s)$, показују супериорност предложене методе у поређењу са другим методама.



Слика 5.30 Упоредни приказ одзива система за предложени метод (ПМ) са другим методама, на дејство референце $X_r = 1$ процеса $W_{P3}(s)$

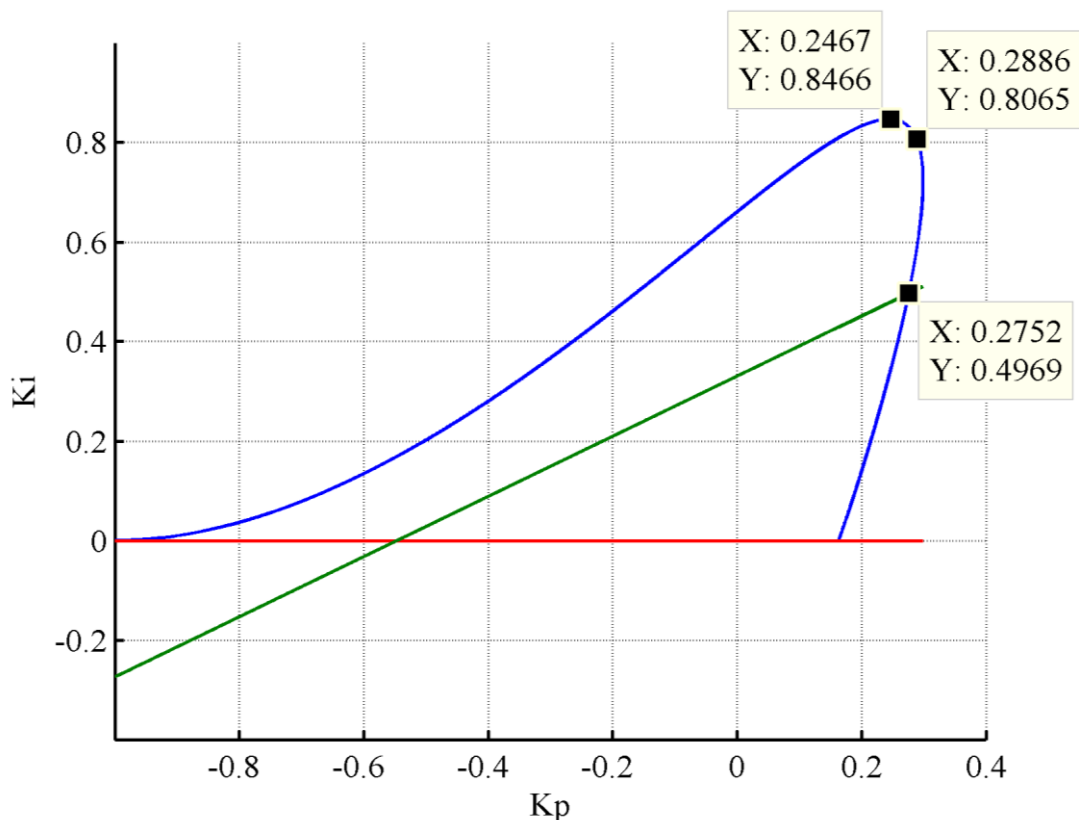


Слика 5.31 Упоредни приказ одзива система за предложени метод (ПМ) са другим методама, на дејство поремећаја оптерећења $D = 1$ процеса $W_{P3}(s)$

Табела 5.5 Упоредни приказ резултата пројектовања ПИ регулатора са перформансама за преносну функцију процеса $W_{P3}(s)$

Метод	K_p	K_i	Прескок (%)	Време смирења t_s (s)	Претек фазе ϕ_m (степени)	Претек појачања g_m	Маргина стабилности s_m
Åström (A)	0.208	0.0355	0	53.7	64.9	2.86	0.63
Wang (W)	0.2557	0.04245	6.8	68.9	59.6	2.38	0.58
Ziegler-Nichols (ZN)	0.471	0.0157	0	291	99.7	2.22	0.55
Tyresus-Luyben (TL)	0.3248	0.0041	0	> 600	104	3.22	0.68
Предложени метод (ПМ)	0.2556	0.3903	0.8	42.4	63.2	2.5	0.61

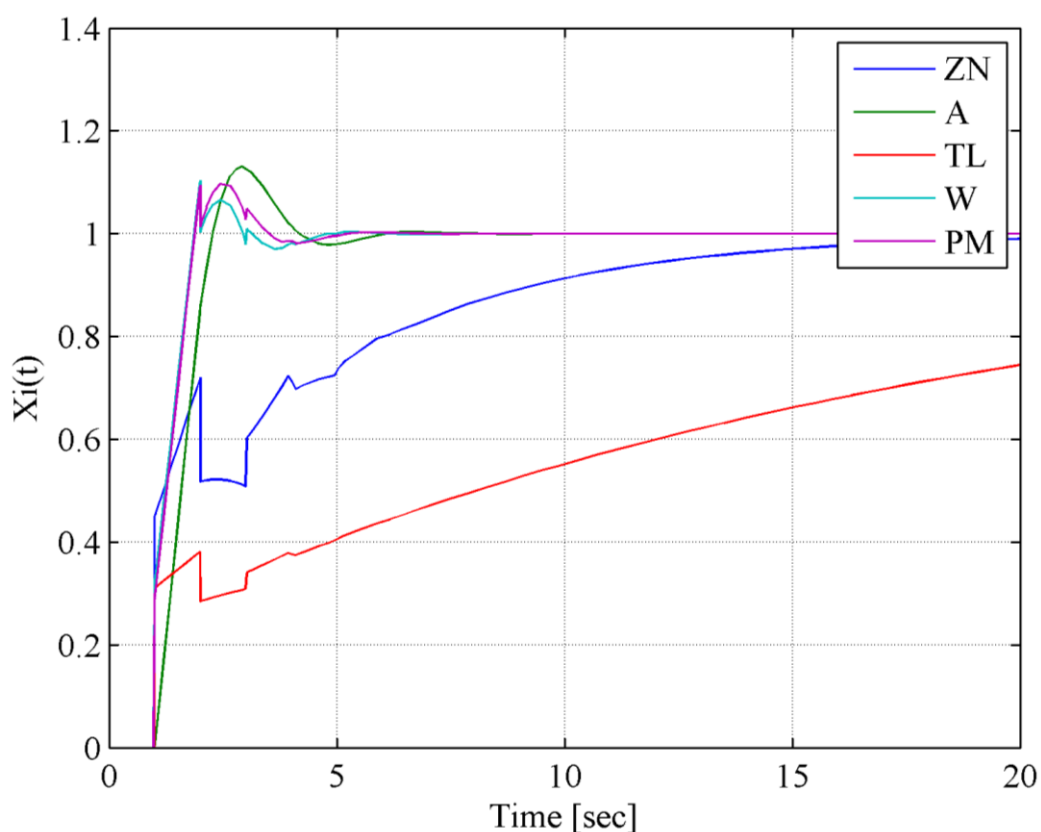
Процес описан преносном функцијом $W_{P4}(s) = e^{-s}$, је екстреман случај, јер однос времена кашњења и доминатне временске константе теоретски тежи бесконачности. Из тих разлога је и овај процес укључен у тестирање предложене методологије пројектовања ПИ регулатора.



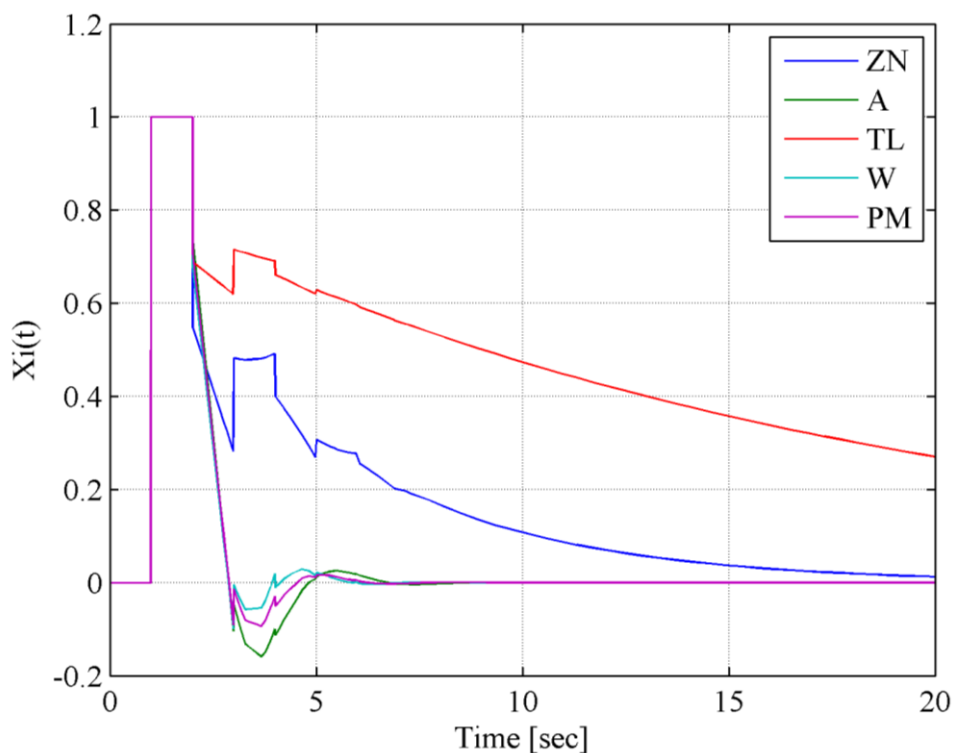
Слика 5.32 Параметрска равна за захтевани степен пригушења $\xi=0.6$ и захтевано време смирења процеса $W_{P4}(s)$

На слици 5.32 приказана је параметарска раван за процес описан преносном функцијом $W_{P4}(s)$. Крећући се дуж дела криве приказане на слици 5.32, од тачке минималног интегралног појачања ка тачки максималног интегралног појачања, са одговарајућим коракном (који програм аутоматски генерише) и снимањем одзива, веома лако долазимо до тачке на кривој са параметрима регулатора који ће дати најбоље перформансе за дати процес.

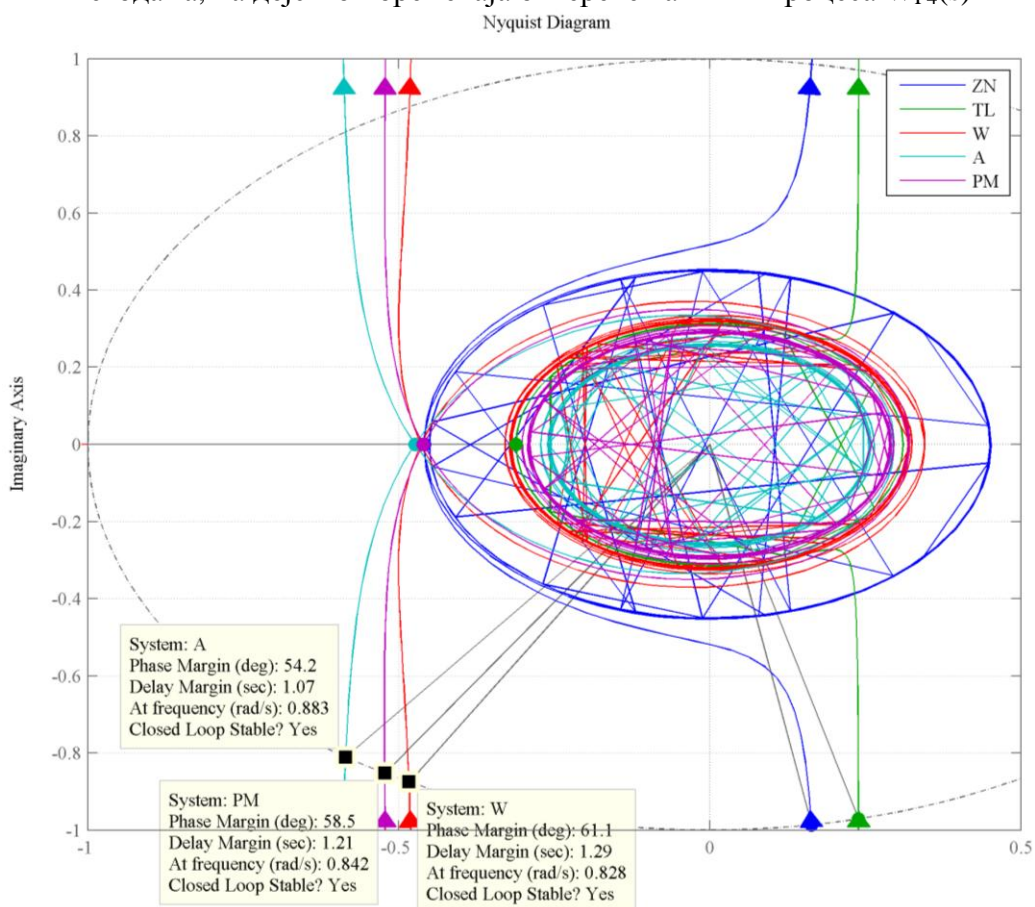
Резултати упоредне анализе одзива система аутоматског регулисања по референци приказани су на слици 5.33, а по потискивању поремећаја оптерећења на слици 5.34. Резултати упоредне анализе са аспекта робусности приказани су на слици 5.35. Комплетан упоредни приказ са перформансама одзива и робусности, предложене методе (ПМ) са другим методама, за дати процес, представљен је и табеларно у табели 5.6.



Слика 5.33 Упоредни приказ одзива система за предложени метод (ПМ) са другим методама, на дејство референце $X_r = 1$ процеса $W_{P4}(s)$



Слика 5.34 Упоредни приказ одзива система за предложени метод (ПМ) са другим методама, на дејство поремећаја оптерећења $D = 1$ процеса $W_{P4}(s)$



Слика 5.35 Поређење предложеног метода (ПМ) са другим методама са аспекта робустности за процес описан преносном функцијом $W_{P4}(s)$

Табела 5.6 Упоредни приказ резултата пројектовања ПИ регулатора са перформансама за преносну функцију процеса $W_{p4}(s)$

Метод	K_p	K_i	Прескок (%)	Време смирења t_s (s)	Претек фазе ϕ_m (степени)	Претек појачања g_m	Маргина стабилности s_m
Åström (A)	0.255	0.854	12.74	3.95	54.2	2.11	0.5
Wang (W)	0.3183	0.7854	10.2	3.92	61.1	2.15	0.536
Ziegler-Nichols (ZN)	0.45	0.27	0	16.8	99.4	2.17	0.54
Tyresus-Luyben (TL)	0.3106	0.0706	0	> 20	104	3.21	0.69
Предложени метод (ПМ)	0.2886	0.8065	10	3.31	58.5	2.17	0.54

Анализирајући резултате приказане у табели 5.6 можемо закључити да предложени метод даје боље резултате са аспекта одзива и робусности у односу на методе са којима вршена упоредна анализа.

На основу свега наведеног, можемо закључити да је у овом поглављу развијен ефикасан и једноставан графички метод за пројектовање ПИ регулатора са којим се постижу високе перформансе за широк спектар линеарних процеса. За пројектовање је неопходно познавање преносне функције процеса. Разматрани су процеси високог реда и процеси са кашњењем. Код процеса са кашњењем анализирани су процеси код којих је релативно време кашњења велико и којима је тешко управљати. Поређењем са у литератури предложеним процедурама за подешавање ПИ регулатора, предложена метода одликује се великом једноставношћу и јасним инжењерским спецификацијама. Резултати симулација показују добру робусност у односу на немоделовану динамику, као и супериорност у односу на неке методе подешавања регулатора. Предложени метод је погодан за on-line реализацију у реалном времену и за аутоматско подешавање ПИ регулатора. Предложена методологија пројектовања ПИ регулатора, је једноставна и може бити лако усвојена од стране индустрије.

6. ПРОЈЕКТОВАЊЕ ПИД РЕГУЛАТОРА ЗА ХИДРАУЛИЧКЕ СИСТЕМЕ УПРАВЉАЊА СА ДУГАЧКИМ ВОДОВИМА

Упркос свим достигнућима у управљању у индустријским процесима у последњих 50 година ПИД регулатор је још увек најчешћи регулатор у индустрији [53-59]. Уобичајена је пракса да ПИД регулатор има хијерархијску структуру на најнижем нивоу [70-71], односно да се без обзира на ред процеса управљање врши помоћу ПИД регулатора нултог реда. Због широке употребе ПИД регулатора веома је пожељно да имају ефикасне методе за подешавање параметра регулатора без обзира на ред процеса.

У овом поглављу предложена је процедура за пројектовање ПИД регулатора за системе високог реда. Полази се од резултата из референце [24] која успоставља директну везу између ИЕ критеријума и појачања интегратора (што је веће појачање интегратора мања је вредност ИЕ критеријума). Резултат је проширен увођењем инжењерских спецификација (релативана стабилност и време смирења). Тако се долази до једноставне и ефикасне процедуре за пројектовање ПИД регулатора за системе високог реда.

6.1 Пројектовања ПИД регулатора за системе високог реда

Пошто се проблем потискивања поремећаја оптерећења своди на минимизацију ИЕ критеријума, овде се он такође разматра али се уводе инжењерска ограничења на:

- i) релативну стабилност
- ii) време смирења

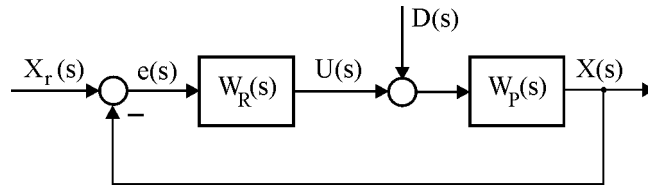
На основу овога развија се једноставна графичка метода заснована на Д-декомпозицији.

Преносна функција ПИД регулатора је

$$W_R = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d \cdot s \quad (6.1)$$

Преносна функција процеса представљена је у облику:

$$W_P(s) = \frac{N(s)}{M(s)} = \frac{\sum_{k=0}^m b_k s^k}{\sum_{k=0}^n a_k s^k}, \quad m \leq n \quad (6.2)$$



Слика 6.1 Систем аутоматског регулисања

Карактеристична једначина система аутоматског регулисања са слике 6.1 одређена је једначином:

$$f(s) = 1 + W_R(s)W_P(s) = 0 \quad (6.3)$$

$$f(s) = 1 + (K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s) \cdot \frac{N(s)}{M(s)} = 0 \quad (6.4)$$

$$f(s) = s \cdot M(s) + (K_d s^2 + K_p s + K_i) \cdot N(s) = 0 \quad (6.5)$$

$$f_1(s) = s \cdot M(s) = \sum_{k=0}^n a_k s^{k+1} \quad (6.6)$$

Повезујући једначине (6.5) и (6.6) добијамо коначан израз за карактеристичну једначину система аутоматског регулисања у комплексном домену.

$$f(s) = f_1(s) + (K_d s^2 + K_p s + K_i) \cdot N(s) = 0 \quad (6.7)$$

Имајући у виду једначину (6.7), потребно је у погодној форми изразити комплексни број s и преко њега успоставити везу између степена пригушења ξ и променљивих параметара регулатора K_d , K_p и K_i садржаних у карактеристичној једначини (6.7) система аутоматског регулисања. На овај начин пресликавамо област из “ s ” равни испод праве $\xi = \text{const.}$, (слика 5.2), у област одговарајућег коефицијента пригушења, представљеног кривом $\xi = \text{const.}$, у параметарској равни подешљивих параметра регулатора (K_p , K_d) уз услов посматрања интегралног појачања K_i као параметра који испуњава услов минимума ИЕ критеријума за одговарајући степен пригушења ξ .

Пошто је:

$$s = -\omega_n \xi + j\omega_n \sqrt{1-\xi^2} \quad (6.8)$$

Повезивањем једначине (6.7) са једначином (6.8) карактеристична једначина система аутоматског регулисања добија облик:

$$f_1(\xi, \omega_n) + \left[K_d \omega_n^2 ((2\xi^2 - 1) - j(2\xi\sqrt{1-\xi^2})) + K_p (-\xi\omega_n + j\omega_n \sqrt{1-\xi^2}) + K_i \right] \cdot N(\xi, \omega_n) = 0 \quad (6.9)$$

$$f_1(\xi, \omega_n) = \alpha(\xi, \omega_n) + j\beta(\xi, \omega_n) \quad (6.10)$$

$\alpha(\xi, \omega_n)$ и $\beta(\xi, \omega_n)$ представљају реални и имагинарни део полинома $f_1(\xi, \omega_n)$.

$$\alpha(\xi, \omega_n) = \sum_{k=1}^n a_{k-1} (-1)^k \omega_n^k T_k(\xi) \quad (6.11)$$

$$\beta(\xi, \omega_n) = \sqrt{1-\xi^2} \sum_{k=1}^n a_{k-1} (-1)^{k+1} \omega_n^k U_k(\xi) \quad (6.12)$$

$$\beta(\xi, \omega_n) = \sqrt{1-\xi^2} B(\xi, \omega_n) \quad (6.13)$$

T_k и U_k су Чебишевљеве функције прве и друге врсте за које важе следеће рекурентне једначине:

$$T_{k+1} = 2\xi T_k - T_{k-1}, U_{k+1} = 2\xi U_k - U_{k-1} \quad (6.14)$$

$$T_0 = 1, T_1 = \xi, U_0 = 0, U_1 = 1. \quad (6.15)$$

$$N(\xi, \omega_n) = \gamma(\xi, \omega_n) + j\delta(\xi, \omega_n) \quad (6.16)$$

$\gamma(\xi, \omega_n)$ и $\delta(\xi, \omega_n)$ представљају реални и имагинарни део полинома $N(\xi, \omega_n)$ и одређују на основу следећих једначина:

$$\gamma(\xi, \omega_n) = \sum_{k=0}^m b_k (-1)^k \omega_n^k T_k(\xi) \quad (6.17)$$

$$\delta(\xi, \omega_n) = \sqrt{1-\xi^2} \sum_{k=0}^m b_k (-1)^{k+1} \omega_n^k U_k(\xi) \quad (6.18)$$

$$\delta(\xi, \omega_n) = \sqrt{1-\xi^2} D(\xi, \omega_n) \quad (6.19)$$

Повезујући једначину (6.9) са једначинама од (6.10) до (6.19) после одговарајућих математичких трансформација и раздвајања имагинарног и реалног дела добија се следећи систем једначина:

$$\begin{aligned} K_d(\xi, \omega_n) \cdot \omega_n^2 \cdot (2\xi^2 - 1) - K_p(\xi, \omega_n) \cdot \xi \cdot \omega_n &= -\frac{\alpha(\xi, \omega_n) \cdot \gamma(\xi, \omega_n) + \beta(\xi, \omega_n) \cdot \delta(\xi, \omega_n)}{\gamma^2(\xi, \omega_n) + \delta^2(\xi, \omega_n)} - K_i(\xi, \omega_n) \\ 2K_d(\xi, \omega_n) \cdot \omega_n^2 \cdot \xi - K_p(\xi, \omega_n) \cdot \omega_n &= -\frac{\alpha(\xi, \omega_n) \cdot D(\xi, \omega_n) - \gamma(\xi, \omega_n) \cdot B(\xi, \omega_n)}{\gamma^2(\xi, \omega_n) + \delta^2(\xi, \omega_n)} \end{aligned} \quad (6.20)$$

Решавањем система једначина при $\omega_n \neq 0$, $0 \leq \xi < 1$ добијамо изразе за параметре ПИД регулатора K_d , K_p и K_i уз услов да интегрално појачање задовољава минимум ИЕ критеријума уз ограничење на захтевани степен пригушења затвореног кола система аутоматског регулисања. Из система једначина (6.20) за $\omega_n = 0$ дефинишу се сингуларне праве које су описане једначином:

$$K_i(\xi, 0) = 0 \quad (6.21)$$

Графичка интерпретација једначине (6.20) представља криву у (K_p-K_d) параметарској равани за изабрани коефицијент пригушења уз услов да интегрално појачање

задовољава минимум ИЕ критеријума. Ова крива заједно са сигуларним правама описаним једначином (6.21) представља затворену област могућих решења из којих одређујемо параметре ПИД регулатора.

У специјалном случају $N(s) = 1$, произилази да су:

$$\gamma(\xi, \omega_n) = 1, \delta(\xi, \omega_n) = 0, D(\xi, \omega_n) = 0 \quad (6.22)$$

Применом једначине (6.22) систем једначина (6.20) добија следећи облик:

$$\begin{aligned} K_d(\xi, \omega_n) \cdot \omega_n^2 \cdot (2\xi^2 - 1) - K_p(\xi, \omega_n) \cdot \xi \cdot \omega_n &= -\alpha(\xi, \omega_n) - K_i(\xi, \omega_n) \\ 2K_d(\xi, \omega_n) \cdot \omega_n^2 \cdot \xi - K_p(\xi, \omega_n) \cdot \omega_n &= B(\xi, \omega_n) \end{aligned} \quad (6.23)$$

Из једначине (6.20) могуће је добити параметре ПИД регулатора за све процесе описане једначином (6.2).

6.2 Регулисање процеса са дугачким хидрауличким водом

Да би показали ефикасност предложене методе пројектовања ПИД регулатора извршили смо симулације у програмском пакету Матлаб за преносну функције процеса $W_P(s)$.

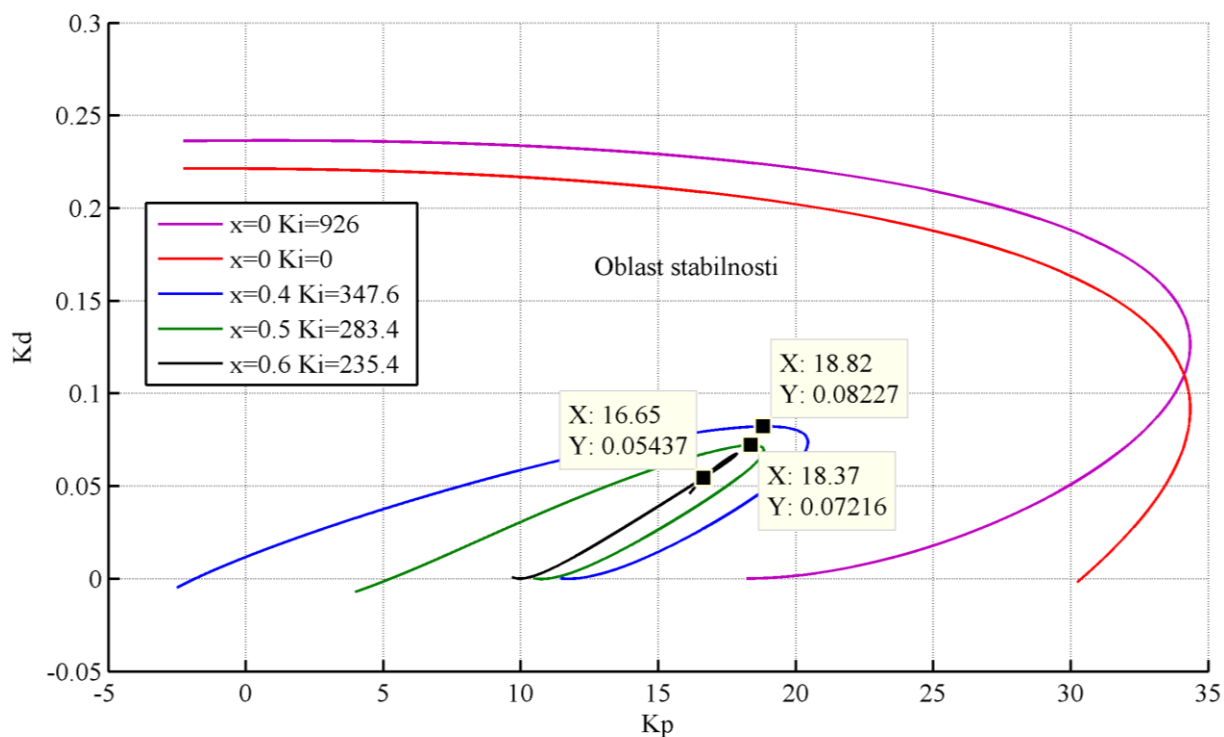
$$W_P(s) = \frac{1}{5.2 \cdot 10^{-25} s^{10} + 9.23 \cdot 10^{-22} s^9 + 9.677 \cdot 10^{-19} s^8 + 7.838 \cdot 10^{-16} s^7 + 4.592 \cdot 10^{-13} s^6 + 2.072 \cdot 10^{-10} s^5 + \dots + 7.257 \cdot 10^{-8} s^4 + 1.755 \cdot 10^{-5} s^3 + 2.962 \cdot 10^{-3} s^2 + 0.243s + 1.248} \quad (6.24)$$

Преносна функција описана једначином (6.24), представља математички модел пумпно управљаног хидро-мотора, где су пумпа променљивог протока и хидромотор константног протока, повезани дугачким хидрауличким водом.

На основу програма написаног у Матлабу, а према предложеној процедури, могу се одредити параметри ПИД регулатора за преносну функцију процеса описаног једначином (6.24), тако да затворено коло система поседује захтевани коефицијент пригушења и добро време смирења.

На слици 6.2 приказана је (K_p-K_d) параметарска раван за различите вредности коефицијента пригушења са границама апсолутне и релативне стабилности за одговарајуће вредности интегралног појачања K_i које испуњава услов минимума ИЕ критеријума. Са слике 6.2 су очитане вредности параметара ПИД регулатора који ће најбоље потискивати оптерећење услед поремећаја. Резултати упоредне анализе за овако одређене параметре ПИД регулатора са перформансама приказани су табеларно у табели 6.1. Анализом резултата приказаних табелом 6.1 видимо да

предложени метод даје најбоље време смирења уз задовољење услова робусности који се односе на претек фазе и претек појачања.

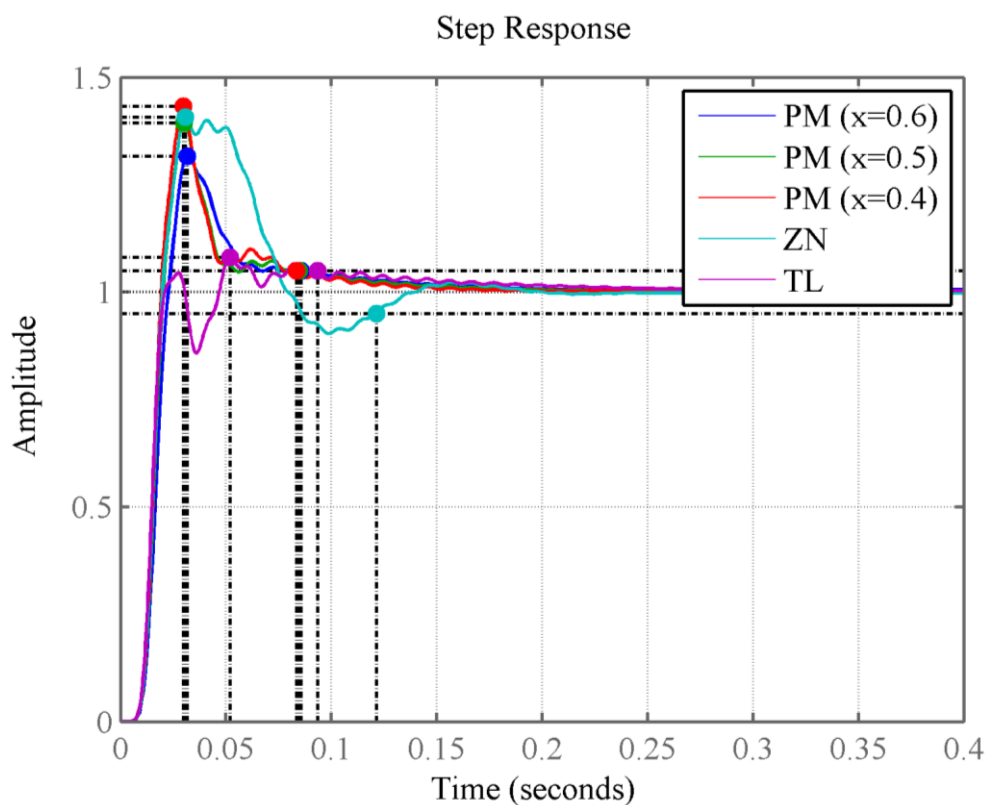


Слика 6.2 Параметарска равна за различите вредности коефицијента пригушења са границама апсолутне и релативне стабилности

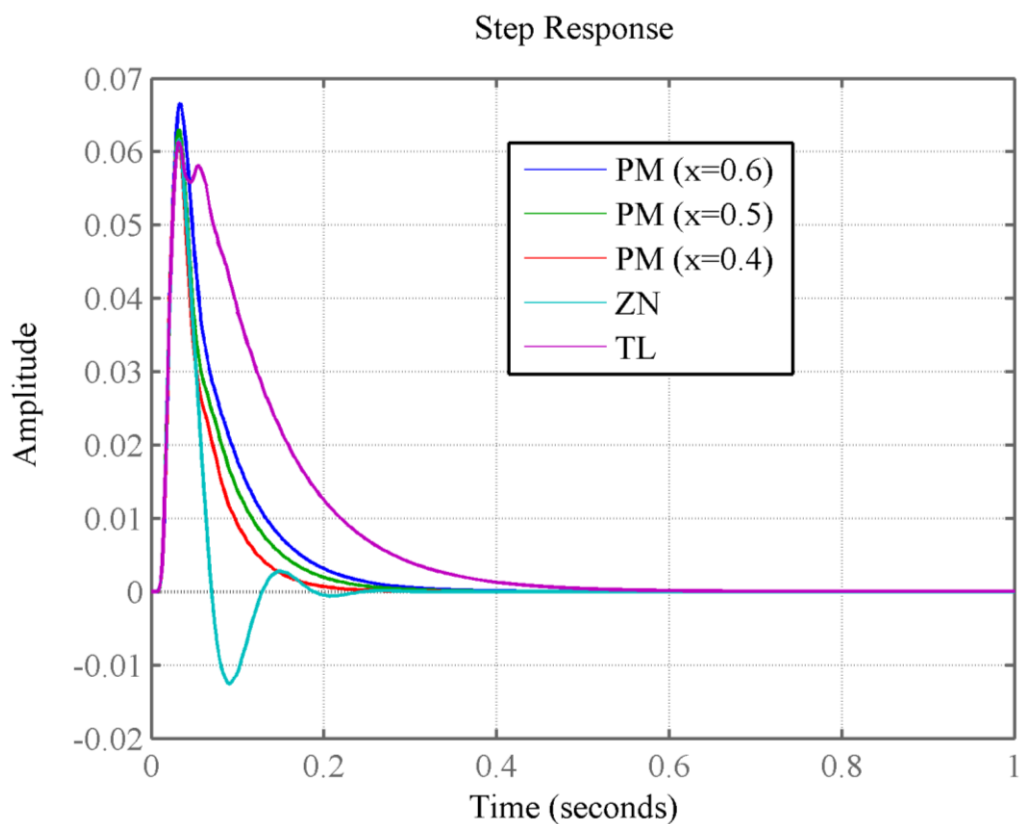
Табела 6.1 Упоредни приказ резултата пројектовања ПИД регулатора са перформансама за три методе

Метод	K_p	K_i	K_d	Прескок (%)	Време смирења t_s (ms)	Претек фазе φ_m (степени)	Претек појачања g_m
Зиглер-Николс (ЗН)	15.195	633.12 5	0.912	40.6	121	34.4	2.06
Тиреус-Лајбенов (ТЛ)	13.836	130.81 1	0.105	8	93.4	68	1.83
Предложени метод ($\xi=0.6$)	16.65	235.4	0.0544	30	83.7	46	2.06
Предложени метод ($\xi=0.5$)	18.37	283.4	0.07216	40	83.7	43	2.06
Предложени метод ($\xi=0.4$)	18.82	347.6	0.08227	42	83.7	40	2.04

На сликама 6.3 и 6.4 приказан је упоредни одзив система по референци и потискивању поремећаја оптерећења за три методе пројектовања ПИД регулатора.

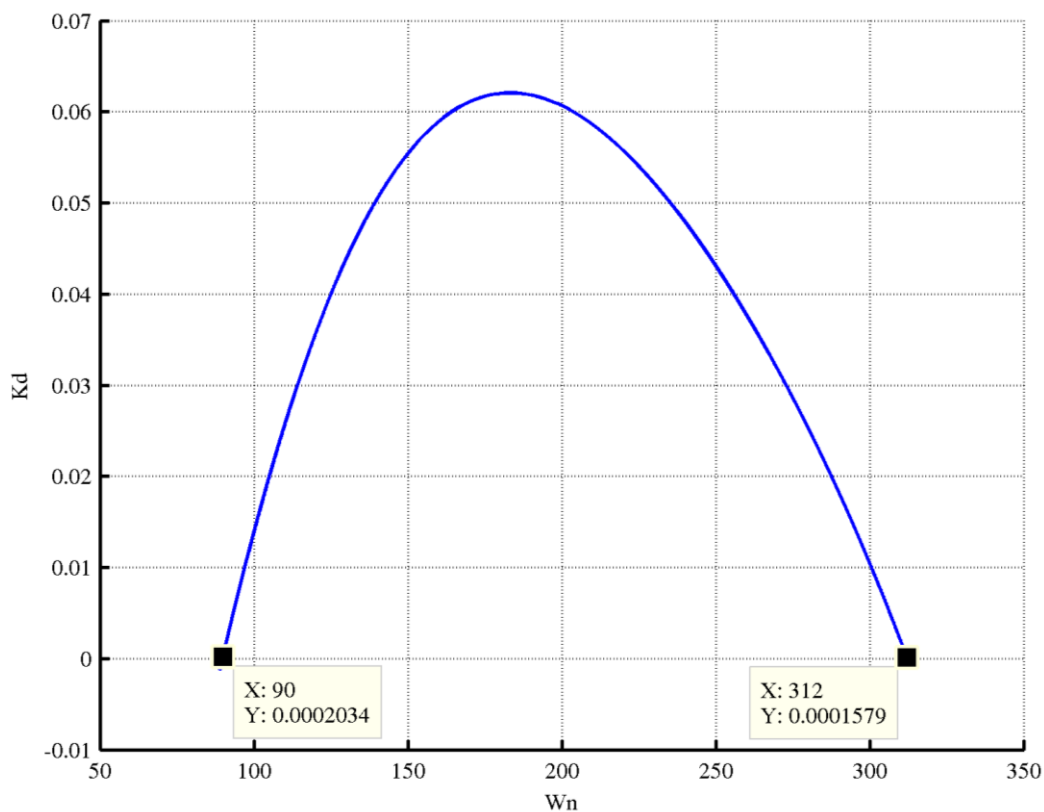


Слика 6.3 Упоредни приказ одзива система по референци за три методе



Слика 6.4 Упоредни приказ одзива система по поремећају оптерећења за три методе

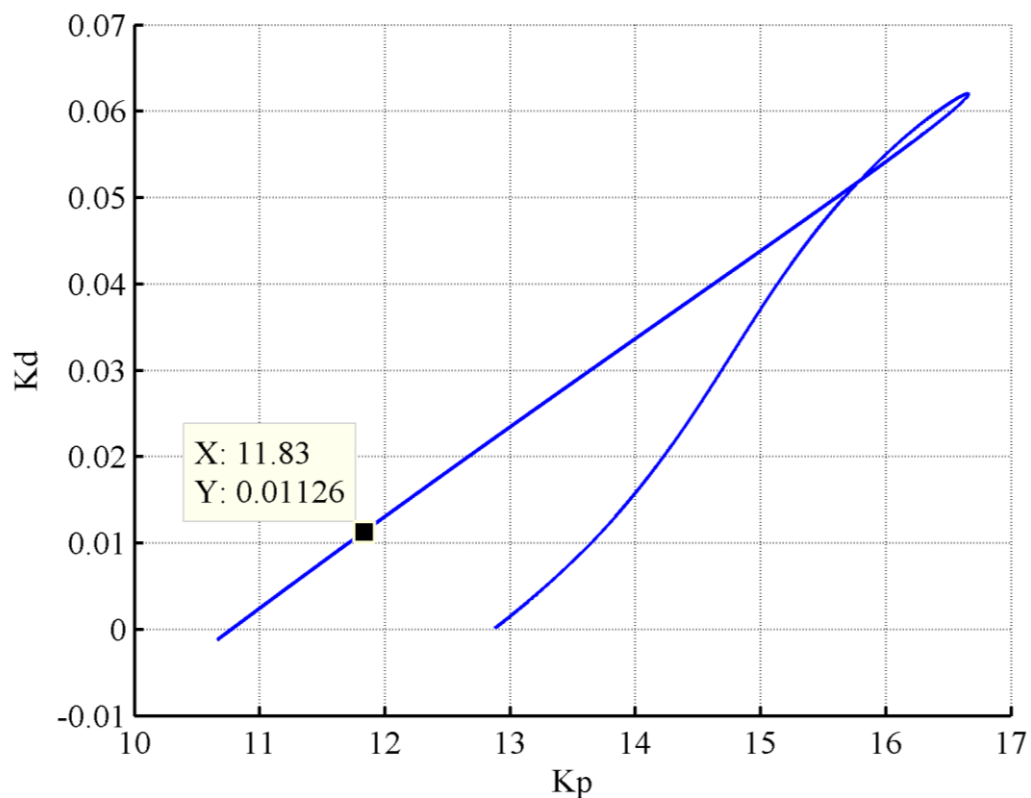
Пројектовање ПИД регулатора овом методом је веома ефикасно ако се захтева од система да поседује добре перформансе само по референтној вредности. Избором одговарајућег степена пригушења (у овом случају $\xi=0.6$), најпре налазимо опсег учестаности за одговарајућу вредност интегралног појачања K_i . Графичка интерпретација опсега учестаности за овај пример приказана је на слици 6.5.



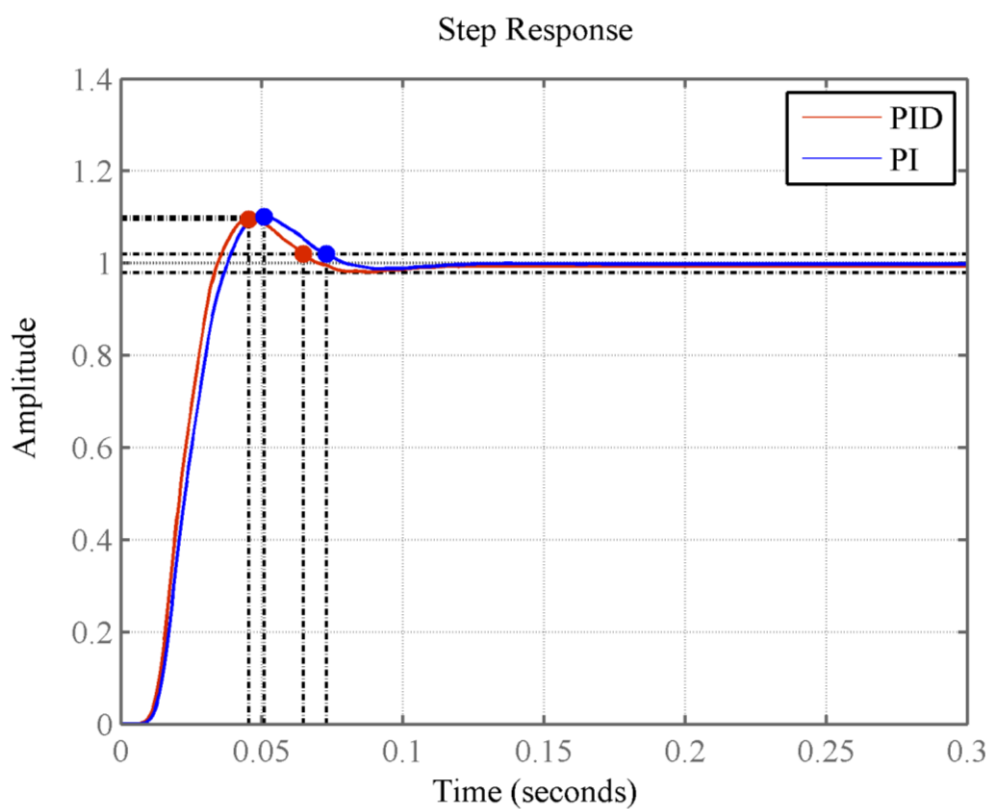
Слика 6.5 Избор опсега учестаности за вредност коефицијента пригушења $\xi=0.6$ и вредност интегралног појачања $K_i = 57.15$

После избора опсега учестаности који уносимо у програм на основу система једначина (6.23) цртамо (K_p-K_d) параметарску раван, која је за овај случај приказана на слици 6.6. Избором одговарајућег корака налазимо тачку у параметарској равни која даје најбоље време смирења уз задовољење услова да прескок буде мањи од неке захтеване вредности прескока (у овом случају 10%).

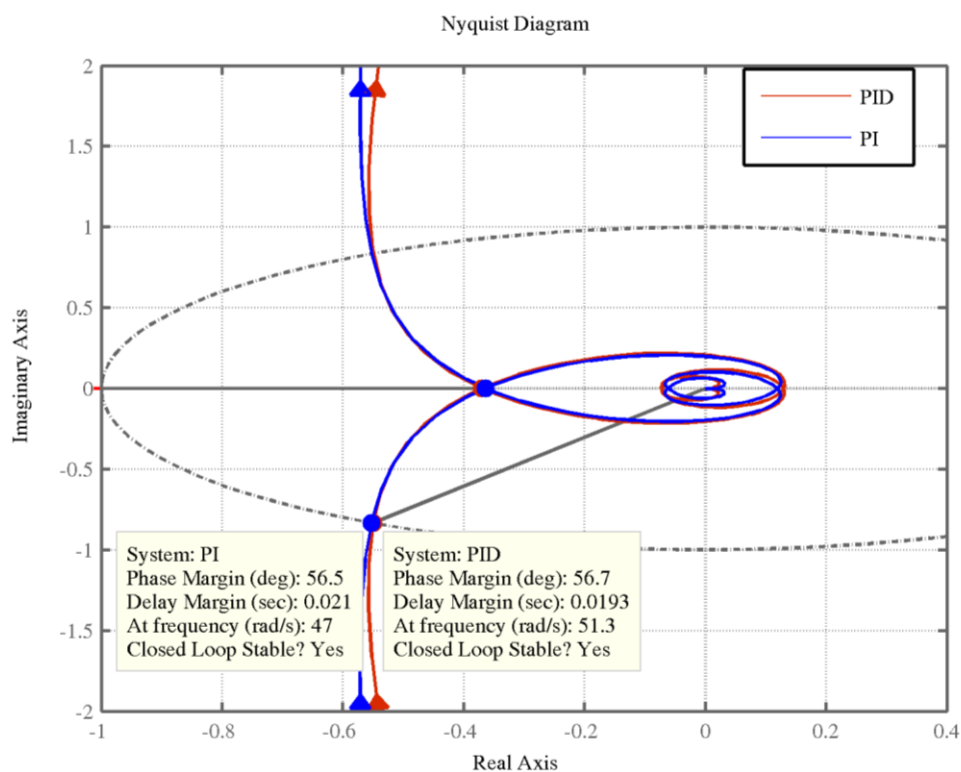
Добијене вредности параметара ПИД регулатора за систем са дугачким хидрауличким водом приказане су на слици 6.6 и износе $K_p=11.83$, $K_i=57.15$ и $K_d=0.1126$. За овако пројектовани регулатор упоредни одзив по референци за ПИ и ПИД регулатор приказан је на слици 6.7. Перформансе са аспекта робусности за ПИ и ПИД регулатор пројектоване предложеном методом приказане су на слици 6.8.



Слика 6.6 Параметарска П-Д равн за коефицијент пригушења $\xi=0.6$ и вредност интегралног појачања $K_i = 57.15$



Слика 6.7 Упоредни приказ одзива система по референци предложеном методом за ПИ и ПИД регулатор



Слика 6.8 Упоредни приказ перформанси робусности за ПИ и ПИД регулатор

Упоредни приказ пројектованих ПИ и ПИД регулатора предложеном методом са комплетним перформансама дат је табеларно у табели 6.2.

Табела 6.2 Упоредни приказ резултата пројектовања ПИД регулатора са перформансама за ПИ и ПИД регулатор

Предложени метод ($\xi=0.6$)	K_p	K_i	K_d	Прескок (%)	Време смирења t_s (ms)	Претек фазе ϕ_m (степени)	Претек појачања g_m
ПИД	11.83	57.15	0.01126	9.45	64.7	56.7	2.74
ПИ	10.78	57.15	-	9.99	72.8	56.5	2.74

На основу резултата поређења ПИ и ПИД регулатора приказаних у табели 6.2 закључујемо да ПИД регулатор за описани систем са дугачким хидрауличким водом даје нешто боље перформансе по одзиву (нарочито у погледу времена смирења $t_s = 64.7$ мс за ПИД регулатор и $t_s=72.8$ мс за ПИ регулатор). Са аспекта робусности оба регулатора дају одличне резултате.

На основу свега наведеног, можемо закључити да је у овом поглављу развијен ефикасан и једноставан графички метод за пројектовање ПИД регулатора са којим се постижу високе перформансе за широк спектар линеарних процеса. Разматран је процес високог реда код кога се помоћу пумпе променљивог протока управља са

хидромотором, при чему је веза између хидромотора и пумпе остварена дугачким хидрауличким водом. Поређењем са у литератури предложеним процедурама за подешавање ПИД регулатора, предложена метода одликује се великом једноставношћу и јасним инжењерским спецификацијама. Резултати симулација показују добру робусност у односу на немоделовану динамику, као и супериорност у односу на неке методе подешавања регулатора. Предложени метод је погодан за on-line реализацију у реалном времену и за аутоматско подешавање ПИД регулатора.

7. ЗАКЉУЧАК

Кроз рад на теми ове докторске дисертације која је обрађена кроз седам поглавља дошло се до низа закључака – резултата.

Прво поглавље указује на потребу и значај истраживања система са запреминским управљањем због низа предности у односу на системе са пригушним управљањем а посебно са аспекта енергетске ефикасности. Пошто су ови системи описани математичким моделима високог реда указано је на неопходност проналажења методологије за пројектовање регулатора фиксне структуре и ниског реда за управљање овим системима а у циљу побољшања квалитета рада хидро-електричних система управљања са дугачким водовима на бази управљања.

У другом поглављу је дат преглед истраживачких резултата из области хидроелектричних система управљања са дугачким хидрауличким водовима као и резултата из области теорије управљања.

Треће поглавље, кроз свеобухватни методолошки прилаз, приказује облике математичких модела стујања радног флуида у дугачким управљачким хидрауличним водовима, од најједноставнијих до најсложенијих. Модели су исказани кроз матричне зависности и спреге хиперболичких функција и извршен је њихов табеларно сређен приказ. Уз реалне вредности параметара приказане су и фреквентне карактеристике усвојених модела, као и њихова анализа у фреквентном домену. Ови резултати су показали:

- приближни модели хидрауличног вода дају задовољавајуће резултате само до одређених учестаности, могу се применити само за узак опсег фреквенци, што зависи од врсте примењеног приближног модела (да ли је хидраулични вод апроксимиран "Т" или "П" моделом са концентрисаним параметрима),
- вискозно трење има мали утицај на амплитудну и фазну карактеристику па самим тим и на целокупну динамику хидрауличног вода,
- дужина хидрауличног вода битно утиче на његову динамику,
- дужина хидрауличног вода има знатан утицај на фазну карактеристику, са повећањем дужине хидрауличног вода смањује се пресечна учестаност, за дужину хидрауличног вода $l = 1\text{м}$, пресечна учестаност је 4000 rad/s , док за дужину $l = 10\text{м}$, пресечна учестаност се смањила на 400 rad/s ,

- дужина хидрауличног вода утиче и на амплитудну карактеристику, тако што се са повећањем дужине хидрауличног вода повећава амплитуда,
- да би се обухватила комплетна динамика при математичком моделирању дугачког хидрауличног вода са концентрисаним параметрима неопходна је његова подела на n једнаких сегмената дужине l/n .

У четвртом поглављу развијена је методологија пројектовања П регулатора система пумпно управљаног мотора са дугачким хидрауличким водом. Методологија пројектовања П регулатора извршена је методом геометријског места корена затвореног кола у коју су укључене и перформансе кроз спецификацију релативне стабилности система, која подразумева унапред задату локацију полова преносне функције затвореног кола у комплексној равни, утврђену на основу познатих захтева. Показано је да пројектовани регулатор даје добре перформансе и при варијацији параметара у компонентама система (на пример: коефицијент вискозности и модул стишљивости који се знатно мењају са променом температуре и притиска). Користећи могућности рачунара и софтвера развијена је једноставна графичка метода за пројектовање П регулатора који често задовољава практичне потребе јер је систем са повратном спрегом брз.

У петом поглављу развијен је ефикасан и једноставан графички метод за пројектовање ПИ регулатора са којим се постижу високе перформансе за широк спектар линеарних процеса. Поред разматраног система високог реда са дугачким хидрауличким водом разматрани су и други процеси високог реда и процеси са кашњењем. Код процеса са кашњењем анализирани су процеси код којих је релативно време кашњења велико и којима је тешко управљати. Поређењем са у литератури предложеним процедурама за подешавање ПИ регулатора, предложена метода одликује се великом једноставношћу и јасним инжењерским спецификацијама. Резултати симулација показују добру робусност у односу на немоделовану динамику, као и супериорност у односу на неке методе подешавања регулатора. Предложени метод је погодан за on-line реализацију у реалном времену и за аутоматско подешавање ПИ регулатора. Предложена методологија пројектовање ПИ регулатора, је једноставна и може бити лако усвојена од стране индустрије.

У шестом поглављу предложена је процедура за пројектовање ПИД регулатора за системе високог реда. Разматран је процес високог реда код кога се помоћу пумпе променљивог протока управља са хидромотором, при чему је веза

између хидромотора и пумпе остварена дугачким хидрауличким водом. Поређењем са у литератури предложеним процедурама за подешавање ПИД регулатора, предложена метода одликује се великом једноставношћу и јасним инжењерским спецификацијама (релативна стабилност и време смирења). Резултати симулација показују добру робусност у односу на немоделовану динамику, као и супериорност у односу на неке методе подешавања регулатора. Предложени метод пројектовања ПИД регулатора је погодан за on-line реализацију у реалном времену и за аутоматско подешавање ПИД регулатора.

Даљи рад на овој проблематици сигурно захтева паралелну примену симулационе и експерименталне анализе као и њену примену у пројектовању ових система у различитим применама.

Резултати постигнути у овом раду имају не само теоријски, него и практични значај у пројектовању аутоматизованих хидрауличких машина и уређаја.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Watton J., “*Fluid Power Systems*”, Prentice Hall International (UK) Ltd, (1989), ISBN: 0-13-323197-6
- [2] Watton J., “The dynamic performance of an electrohydraulic servovalve /motor system with transmission line effects”, *ASME Journal Dynamic Systems, Measurement and Control*, 109.,14-18.pp., 1987.
- [3] Watton J., Tadmori M., ”A comparison of techniques for the analysis of transmission line dynamics in electrohydraulic control systems”, *Journal of Applied Mathematical Modelling*, 12, 2001., 457-466 pp.
- [4] Blackburn J.F., Reethof G., Shearer, J.L., “*Fluid Power Control*”, M.I.T. Press.
- [5] Merritt N.E., “*Hydraulic Control systems*”, John Wiley & Sons, 1967.
- [6] Ašković R., Čantrak S., i dr. “*Hidraulika i pneumatika na alatnim mašinama*” Beograd, 1986.
- [7] Stecki J.S., Davis D.C., “Fluid transmission lines – distributed parameter models” Part 1: a review of the state of the art. *Proc IMechE*, 200, Part A, 215-228.pp., 1986.
- [8] Stecki J.S., Davis D.C., “Fluid transmission lines – distributed parameter models” Part 2: comparison of models. *Proc IMechE*, 200, Part A, 229-236.pp., 1986.
- [9] Hullender D.A., Healey A.J., “Rational Polynomial approximation for fluid transmission models” *Fluid Transmission line dynamics, published by ASME*, 33-56.pp., 1981.
- [10] Hsue C.Y., Hullender, D.A., “Modal approximations for the fluid dynamics of hydraulic and pneumatic transmission lines”, *Fluid Transmission line dynamics, published by ASME*, 51-77.pp., 1983.
- [11] Hullender D.A., Woods R. Hsue C., “Time Domain Simulation of fluid Transmission Lines using Minimum Order State Variable Models” *Fluid Transmission Line Dynamics*, published by ASME, 78-97.pp., 1983.
- [12] Nedić N., Dubonjić LJ, Filipović V., “Design of constant gain controllers for the hydraulic control system with a long transmission line”, *Forschung im Ingenieurwesen*, Vol.75,(4), pp. 231–242.(2011). ISSN:0015-7899
- [13] Nedić N., Filipović V., Dubonjić LJ., “Design of Controllers With Fixed Order for Hydraulic Control System With a Long Transmission Line” *FME Transactions*, Vol. 38 (2), pp. 79-86, (2010). ISSN: 1451-2092

- [14] Недић Н., Петровић Р., Дубоњић Љ., "Dynamic Behavior of Servo Controlled Hydrostatic Power Transmission System with Long Transmission Line", *International Conference Mechanization, Electrification and Automation in Mines*, Sofia 2003, Vol. 46, No 3, pp. 267-271, ISSN 1312-1820, (2003).
- [15] Недић Н., Дубоњић Љ., "The Stability and Response of the Electrohydraulic Valve Controlled Hydromotor with Long Transmission Flow Line", *VIII International SAUM Conference*, Belgrade, Novembar, 5-6, (2004).
- [16] Недић Н., Дубоњић Љ., "Modeling and Simulation of a Pump Controlled Motor With Long Transmission Lines" *Heavy Machinery HM 08*, Kraljevo, (2008).
- [17] Недић Н., Дубоњић Љ., Филиповић В., "Design of PI Controllers for the Hydraulic Control System with a Long Transmission Line", *X Triennial International SAUM Conference on Systems, Automatic Control and Measurements SAUM 2010*, pp. 76-80 ISBN 978-86-6125-020-0, Niš, (2010).
- [18] Пршић Д., Недић Н., Дубоњић Љ., "Modeling and simulation of Hydraulic Long Transmission Line by Bond Graph", *Heavy Machinery-HM 2011*, Vol.7, No 3, pp. 41-46, ISBN 978-86-82631-58-3, Vrnjačka Banja, (2011).
- [19] Ziegler J.G., Nichols N.B., "Optimum settings for automatic controllers", *Transactions of ASME*, 64, pp.759-768 (1942).
- [20] Ziegler J.G., Nichols N.B., "Process lags in automatic-control circuits", *Transactions of ASME*, 65, pp.433-443 (1943).
- [21] Chien K.L., Hrones J.A., Reswick J.B., "On the automatic control of generalized passive systems", *Transactions of ASME*, 74, pp.175-185 (1952).
- [22] Cohen G.H., Coon G.A., "Theoretical consideration of retorted control", *Transactions of ASME*, 75, pp.827-834 (1953).
- [23] Tyreus B.D., Luyben W.L., "Tuning PI controllers for integrator/dead time processes", *Ind. Eng. Chem. Res.* Vol.31(11) pp. 2628-2631 (1992).
- [24] K. J. Astrom and T. Hagglund, "New tuning methods for PID controllers", *European Control Conference*, Rome, Italy, pp.2456-2462 (1995).
- [25] K.J. Astrom, H. Panagopoulos, T. Hagglund, "Design of PI controllers based on non-convex optimization", *Automatica*, 34 (5), pp. 585-601 (1998).
- [26] K.J. Astrom, B. Wittenmark, "Computer Controlled Systems. Theory and Design", Prentice-Hall, (1997).
- [27] K. Zhou, J.C. Doyle, K. Glover, "Robust and Optimal Control", Prentice-Hall, (1996).
- [28] A.E. Barabanov, "Design of Minimax Controllers" Sankt Peterburg University, (1996).

- [29] S. P. Bhattacharyya, H. Chapellat, and L. H. Keel, “*Robust Control: The Parametric Approach*“, Prentice-Hall, (1995).
- [30] M.T. Ho, A. Datta, S.P. Bhattacharyya, “Control system design using low order controllers: Constant gain, PI and PID”, in: *Proceedings of the 1997 American Control Conference, Albuquerque, USA*, pp. 571-578 (1997).
- [31] A. Datta, S.P. Bhattacharyya, A.H. Keel, “*Linear Control Theory*“. Structure, Robustness and Optimality, CRC Press, (2009).
- [32] K.J. Astrom, R.M. Murray, “*Feedback Systems*“. An Introduction to Scientists and Engineers. Princeton University Press, Princeton. (2008).
- [33] M. Matausek and T. Sekara, “PID controller frequency-domain tuning for stable, integrating and unstable processes, including dead-time“, *Journal of Process Control*, 21(1) pp.17-27 (2011).
- [34] Wang, Y.G., Shao, H.H., “Optimal tuning for PI controller“, *Automatica*, 36 (1), pp. 147-152 (2000).
- [35] Коробочкин Б.Л., Комитовски М.Д., “О передаточних функцијах трубопроводов гидросистем в сосредоточенных и распределенных параметрах“, *Машиноведение*, No4, (1968).
- [36] Piche R., Ellman A., “A standard hydraulic fluid transmission line model for use with ODE simulators“, *Proc 8th Bath International Fluid Power Workshop*, published by Research Studies Press, pp.221-236 (1996).
- [37] Krus P., Weddfelt K., Palmberg J.O., “Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic Systems“, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 116, 132-136. pp. (1994).
- [38] Nedić N.N., Dubonjić L.J.M., “Ways of modeling and simulation of a pump controlled motor coupled by long transmission line“, *VII International SAUM Conference*, V. Banja, September 26-28, pp.137-141 (2001).
- [39] Nedić N.N., Dubonjić L.J.M., Kovačević, V., “The long transmission line effect on dynamic behavior of the pump controlled motor“, *International Conference Heavy Machinery HM 2002*, M. Banja, June, pp. 111-115 (2002).
- [40] V. Filipovic, N. Nedić, D. Pršić and Lj. Dubonjić, “Energy saving with variable speed drives“, *The Sixth Triennial International Conference HM08*, Kraljevo, (2008), pp. A.35-A.39., ISBN 978-86-82631-45-3
- [41] Pršić Dragan, Nedić Novak, Dubonjić Ljubiša, Đorđević Vladimir, „Bond Graph Modeling In Simscape“ *International Journal of Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 6, Issue 2 (2012), pp. 239-247. ISSN: 1998-0159

- [42] Zeiger G., Akers A., "Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump", *Transaction of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol.107, pp. 220-226 (1984).
- [43] Попов Н., "Нестационарние гидро-механические процеси", Машиностроение, Moskva, (1982).
- [44] Дебељковић Љ. Д. , "Динамика процеса и објекта", Машински факултет, Београд, (1983).
- [45] Beater P. "Entwurf hydraulischer Maschinen" Springer, 1998.
- [46] Bailey, S. , Watton, J., "Towards a neural network transmission line identifier for fault diagnosis of hydraulic systems" *The 2nd International Workshop*, Ostrava – Malenovice, 5.-7. September (2001).
- [47] Дубоњић Љ., "Динамичка анализа хидроелектричних управљачких система са дугачким хидрауличким водовима", *Магистарски рад*, Машински факултет Краљево, Краљево, Србија (2002).
- [48] Dihovični DJ., Nedić N., "Simulation, animation and program support for a high performance pneumatic force actuator system", *Mathematical and Computer Modeling* 48, pp.761-768 (2008).
- [49] Rabie M.G., "On the application of oleo-pneumatic accumulators for the protection of hydraulic transmission lines against water hammer-a theoretical study" *International Journal of Fluid Power* 8, pp. 39-49 (2007)
- [50] Nobile F., "Coupling strategies for the numerical simulation of blood flow in deformable arteries by 3D and 1D models" *Mathematical and Computer Modeling* 49, pp. 2152-2160 (2009).
- [51] Stojić M., Šiljak D., "Generalization of Hurwitz, Nyquist and Mikhailov Stability Criteria", *IEEE Transactions on Automatic Control* AC-10, pp. 250-255 (1965).
- [52] Sekavčnik M., Ogorevc T., Škerget L., "CFD analysis of the dynamic behaviour of a pipe system", *Forschung im Ingenieurwesen* 70, pp. 139-144 , (2006).
- [53] В.Ж. Филиповић, Н.Н. Недић, (2008), "ПИД Регулатори", Машински факултет Краљево, Краљево, Србија, Научна монографија, ISBN:978-86-82631-49-1.
- [54] D.B. Ender, Process control performance: "Not as good as you think", *Control Eng.*, vol.40 (1993), pp.180-185.
- [55] W.L. Bialkovski, Dreams and Reality: "A View from Both Sides of the Gap", *Pulp Paper Can.*, vol. 94 (1993), pp. 19-24.

- [56] M.A. Hersh, M.A. Johnson, (1997), “A Study of Advanced Control Systems in Workplace“, *Control Eng. Practice*, vol. 5 (6), (1997), pp. 771-778.
- [57] Yamamoto, S., Hashimoto, I., “Present status and future needs: The view from Japanese industry“, (1991) *Chemical Process Control - CPCIV. Proc. 4th Inter. Conf. Chemical Process Control*.
- [58] Astrom, K. J., & Hagglund, T. (1995). “*PID controllers: theory, design, and tuning*“ (2nd ed.). Research Triangle Park, NC: Instrument Society of America.
- [59] Shinskey F. G., “How good are our controllers in absolute performance and robustness“, *Measurement and Control*, vol. 23(5), pp. 114-121 (1990).
- [60] Y.I. Neimark, “Structure of the D-partition of the space of polynomials and the diagram of Vishnegradskii and Nyquist“, *Dokl Akad Nauk SSSR*, vol. 59, pp. 853-856 (1948). (in Russian)
- [61] Y.I. Neimark Search for the parameter values that make automatic control system stable, *Automatica i Telemekhanika*, 9 (3), pp. 190–203 (1948).(in Russian)
- [62] D. Mitrovic, Graphical analysis and synthesis of feedback control systems. I—Theory and analysis, II—Synthesis, III—Sampled-data feedback control systems, *AIEE Transactions (Application and Industry)*, 77, pp. 476–496 (1959).
- [63] D. Siljak, “Analysis and synthesis of feedback control systems in the parameter plane. I—Linear continuous systems, II—Sampled-data systems“, *AIEE Transactions (Application and Industry)*, 83 pp. 449–466 (1964).
- [64] D. Siljak, “Generalization of the parameter plane method“, *IEEE Transactions on Automatic Control*, AC-11 (1), pp. 63–70 (1966).
- [65] D. Siljak, Nonlinear systems: “*The parameter analysis and design*“, Wiley, New York (1969).
- [66] Gryazina, E.N., Polyak, B.T., “Stability regions in the parameter space: D-decomposition revisited“, *Automatica*, 42 (1), pp. 13-26 (2006).
- [67] V.Brašić, L.J. Dubonjić, N.Nedić, “Parametric Methods in Analysis and Synthesis of Controlled Time Delay System—Circulating Reservoir for Mixing Liquids“, X Triennial International SAUM Conference on Systems, Automatic Control and Measurements SAUM 2010, pp. 72-75., ISBN 978-86-6125-020-0, Niš, (2010).
- [68] V.Brašić, L.J. Dubonjić, “The Method for Extracing Region of Absolute Stability-Loop Controlled Time Delay Systems“, *Heavy Machinery-HM 2011*, Vol.7, No 3, pp. 33-36, ISBN 978-86-82631-58-3, Vrnjačka Banja, (2011).

- [69] L.J. Dubonjić, V. Brašić, “Separation of constant settling time area with D-composition method for controlled time delay systems” *Heavy Machinery-HM* 2011, Vol.7, No 3, pp. 37-40, ISBN 978-86-82631-58-3, Vrnjačka Banja, (2011).
- [70] K.J. Astrom, T. Hagglund, “The future of PID control“, *Control Engineering Practice* 9, pp.1163–1175 (2001).
- [71] E.F. Camacho, C. Bordons, “*Model Prediction Control in the Process Industry, in: Advances in Industrial Control*“, Springer-Verlag, Berlin, (1995).