



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ-ГАБРОВО

Факултет „Машиностроене и уредостроене“

маг. инж. Георги Славчев Илиев

**“ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ПРОЦЕСИ В
ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА С
ОТЧИТАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ПНЕВМАТИЧНИТЕ ЛИНИИ”**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация
за придобиване на образователна и научна степен
„ДОКТОР”

Област на висше образование: 5 „Технически науки“

Професионално направление: 5.1 „Машинно инженерство”

Докторска програма:

“Хидравлични и пневматични задвижващи системи“

Габрово, 2021 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за официална защита на заседание на Разширен катедрен съвет на катедра „Енергийна техника” към факултет „Машиностроене и уредостроене” на Технически университет – Габрово, проведен на 28 Април 2021 г.

Дисертационният труд съдържа 143 страници. Научното съдържание е представено в увод, VI глави и приложения и включва 80 фигури и 6 таблици. Цитирани са 160 литературни източника. Номерацията на фигурите, таблиците и формулите в автореферата е в съответствие с тази в дисертацията.

Изследванията по дисертационния труд са извършени в катедра „Енергийна техника” към факултет „Машиностроене и уредостроене” на Технически университет – Габрово

Официалната защита на дисертационния труд ще се състои на2021 г. от ч. в зала на Технически университет – Габрово.

Автор: инж. Георги Славчев Илиев; E-mail: spigil@abv.bg

Заглавие: “ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ПРОЦЕСИ В ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА С ОТЧИТАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ПНЕВМАТИЧНИТЕ ЛИНИИ”

Тираж: 20 бр.

Място на отпечатване: Печатница на ТУ-Габрово, 2021г.



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ-ГАБРОВО

Факултет „Машиностроене и уредостроене“

маг. инж. Георги Славчев Илиев

**“ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ПРОЦЕСИ В
ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА С
ОТЧИТАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ПНЕВМАТИЧНИТЕ ЛИНИИ”**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация

за придобиване на образователна и научна степен „доктор“

Област на висше образование: 5 „Технически науки“

Професионално направление: 5.1 „Машинно инженерство“

Докторска програма:

“Хидравлични и пневматични задвижващи системи“

Научен ръководител: Доц. д-р инж. Христо Недев Христов

Рецензенти: Проф. д-р инж. Генчо Стойков Попов

Доц. д-р инж. Красимир Христов Орманджиев

Габрово, 2021

Използвани символи и съкращения

A_2	площ на напречно сечение на дросела;
A_r	площ на отвора на плунжера;
A_t	площ на тръбата (пневматична линия);
A_b	ефективна площ на буталото на пневматичния цилиндър;
A_{b1}	площ на буталото на цилиндъра;
A_{b2}	площ на буталния прът;
a	коефициент на налягане;
a_s	скорост на звука;
b	критично отношение на налягането;
C_d	коефициент на дебита;
C_v	коефициент на проводимост;
C_a	звуков коефициент на проводимост;
c_p	скорост на буталото на цилиндъра;
d	вътрешен диаметър;
D	външен диаметър;
d_v	външен диаметър на винта на компресора;
d_i	вътрешен диаметър на винта на компресора;
F_{sf}	сила от сухо триене;
F_t	сила на триене;
F_L	коефициент на вискозно триене;
H	единична функция на Хевисайд;
I	големина на ток във веригата на ел. мех. преобразувател;
k	показател на адиабата;
k_k	коефициент на усилване на регулатора;
k_{OB}	коефициент на обратната връзка;
L	дължина;
L_t	дължина на тръба;
M	масов дебит;
M_t	теоретичен масов дебит;

M_{b1}	масов дебит - лява страна на пневматичния цилиндър;
M_{b2}	масов дебит - дясна страна на пневматичния цилиндър;
m	маса на флуида;
p	налягане;
p_{at}	атмосферно налягане;
p_{in}	налягане към системата (вход в разпределителя);
p_{out}	налягане от изхода на разпределителя;
p_r	налягане в ресивера;
p_c	налягане на компресора;
P_p	налягане на въздухоподготвителна група;
P_{noflow}	налягане при нулев дебит;
Q	обемен дебит;
Q_{kor}	коригиран обемен дебит;
Q_{SCFM}	обемен дебит по модела на NFPA;
R	газова константа на въздуха;
R_r	съпротивление на пневматичната линия
s	Лапласов оператор
$T_I; T_D$	времеконстанти на интегриране и диференциране на регулатора;
$T_u; k_u$	времеконстанта и коефициент на усилване на ел. мех. преобразувател;
$T_v; \xi_v; k_I$	времеконстанта, коефициент на денпфериране и коефициент на усилване на разпределителя;
T_{air}	температура на въздуха;
t	време променлива;
t_v	стъпка на винтовете на компресора;
U	изходно напрежение на регулатора;
U_3	задаващо напрежение;
U_{OB}	напрежение на обратната връзка;
ΔU	входно напрежение;
U_{pc1}	напрежение от преобразувателя на налягане лява камера;
U_{pc2}	напрежение от преобразувателя на налягане дясна камера;

U_a	напрежение от датчик на ускорение;
U_{q1}	напрежение от преобразувателя на дебит лява камера;
U_{q2}	напрежение от преобразувателя на дебит дясна камера;
V_x	обем на флуида;
W_{1H}	начален обем на газа в цилиндъра;
x_x	пространствена променлива;
x_s	преместване на плунжера;
X	отношения на наляганята;
X_T	критичен пад на налягането;
y	преместване на буталния прът;
y_1, y_2	положение на буталото;
Δy	разлика от началното и крайно положение на буталото;
β^*	критичното отношение на налягането;
δ	дозвуков коефициент;
δ_d	функцията на Дирак;
η	коравина на пружината;
μ	коефициент на дебита на дросела;
ρ	плътност на газа;
ϑ	коефициент на напълване;
ν	скорост на флуида;
\wp	интегрален оператор;
ω	ъглова скорост;
Ψ	функция на дебита;
Ψ_{\max}	максимум на функцията на дебита;
АЧХ	амплитудочестотна характеристика;
ЕР	електронен регулатор;
ЕУ	електронен усилвател;
ЗУ	задаващо устройство;
СУ	сравняващо устройство;
СЕ	сравняващ елемент;

ГЛАВА I

1 СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА. ПОСТАНОВКА НА ЗАДАЧАТА

1.1 Общи характеристики на електропневматичните позициониращи системи

Електропневматичните позициониращи системи намират широко приложение в съвременната индустрия. В последно време, във връзка с повсеместното внедряване в производството на автоматизирани устройства и машини, роботи и манипулатори, се разшири неимоверно и кръга на съвместната работа на пневматичните системи и управляващите ги електронни устройства [1, 2, 53]. Тъй като те притежават редица положителни качества, това предизвиква едно засилено увеличаване на научно-изследователските и приложните разработки върху електропневматични позициониращи системи [15, 16]. Гъвкавото управление и възможностите за лесно формиране на необходимия закон за регулиране, постигнати от електронните и компютърните устройства, се съчетават с добро съотношение тегло/мощност и добрите динамични характеристики на пневматичните механизми и системи [60, 84, 108, 114, 139].

Внедряването на пневматични пропорционални разпределители за задвижване на пневматични позициониращи системи представлява алтернативен вариант за заместване на класическите електрически двигатели и хидравличните задвижващи системи в роботиката, металорежещите машини, авиацията, военното производство, леката и тежката промишленост, както и в различни индустриални процеси. Пневматичните задвижвания имат сравнително малки размери и могат да се реализират с достатъчна мощност в сравнение с аналогични електрически решения. Пневматични и електропневматичните системи могат плавно да регулират силата и скоростта на движение на изпълнителния механизъм. Пневматичните системи издържат на претоварвания и температурни колебания, позволяват развиване на големи скорости (до 3 m/s, двигатели за сгъстен въздух до 30 000 min⁻¹). Въздухът като задвижваща среда, в повечето случаи, осигурява достатъчно охлаждане на движещите се части. Пневматичните задвижвания са сравнително прости и по-безопасни спрямо същите електрически и хидравлични позициониращи системи. Търговските им цени са в съотношение 10:1 в сравнение с класическите задвижвания, което води до реализиране на значителни финансови ползи [1, 53, 60, 84, 108, 114].

1.2. Изводи и констатации:

Въпреки доказаните обобщени предимства на електропневматичните позициониращи системи, които бяха подробно анализирани в предходния материал, в съвременния етап от развитието на науката и техниката съществуват редица предпоставки за усъвършенстване на техните характеристики:

- гъвкавост и бързодействие в сравнение с конвенционалните електро и хидравлични задвижващи системи;
- ниската им себестойност в сравнение с другите класически задвижващи системи;

- екологичност и енергийна ефективност.

Въпреки множеството изследвания в тази насока, постоянно растящото темпо на развитие на съвременната индустрия, усъвършенстването на компютърните технологии и автоматичните измервателни системи имат нужда от допълнителни изследвания, за да станат електропневматичните позициониращи системи по-надеждни, с по-добро бързодействие и качество на динамичните процеси.

Някои от изследваните величини, които са приемани за пренебрежимо малки или са били инженерно предполагагани в миналото, сега могат да се измерват, анализират и използват за подобряване на съществуващите модели на задвижващи системи. Прилагане на съвременни системи за автоматизирано събиране и обработка на данни съществено може да подобри моделирането и свойствата в динамичен режим на задвижващите електропневматични системи.

В много от случаите се използват линейни модели от нисък ред, които улесняват изследванията, но при сравнение с експериментите се вижда не особено доброто съвпадение в характеристиките. За подобряване на процеса на управление е необходимо да се използват смесени модели, които отчитат съществените нелинейности.

За определяне на дебита през пропорционалния разпределител съществуват различни аналитични модели, но почти всички те са частен случай, създадени за точно определена конструкция и точно определени геометрични параметри. Някои от използваните величини в тях са експериментално доказани или инженерно предположение, което ги прави не подходящи за общо използване. За това се налага създаването на нови такива или адаптиране на съществуващите.

Повечето изследователи провеждат редица експерименти за определяне на сили на триене в пневматичния цилиндър, които променят динамиката на пневматичната задвижваща система. В резултатите се наблюдава завишаване на коефициентите спрямо експериментално получените. Това се дължи на постоянното производство на много видове конструкции и модели на пневматични двигатели (с едностранно изнесен прът, с двустранно изнесен прът, безпръткови пневматични цилиндри и др.). Налага се за определяне на силите от триене допълнителна работа за експериментално изследване и пресмятане за подобряване на съществуващите математически модели на пневматични цилиндри.

От по-нататъшни изследвания се нуждае закъснението на сигнала по дължината на пневматичните линии. Поради сравнително малкото адекватни модели е необходимо да се направи изследване. В практиката се приема, че сравнително късите пневматични линии имат минимално влияние върху закъснението на системата. Но за сравнително дългите пневматични линии това закъснение би повлияло значително на динамиката на пневматичната система. Представените математически модели са изключително сложни и трудни за решаване. Някои от тях използват параметри, които са инженерно доказани в практиката. Налага се създаването на по-точен и подробно разписан математически модел. Необходимо е така създаденият модел да се верифицира с експериментални резултати.

ЦЕЛ И ОСНОВНИ ЗАДАЧИ НА ДИСЕРТАЦИЯТА

Цел на дисертацията

Разработване на методи, подходи и математични модели за изследване на динамичните процеси в електропневматична позиционираща система с отчитане дължината на пневматичните линии и нелинейността на пневматичните елементи.

Задачи на дисертацията:

На база на направеното литературно проучване и с оглед изпълнението на целта на дисертацията, са формирани следните основни задачи:

- Създаване на математичен модел на реалната дебитна характеристика на пропорционален електропневматичен разпределител и верифицирането му чрез експериментално определени статични характеристики;
- Създаване на математически модел и методика за изследване на динамичните процеси в пневматични линии с различна дължина. Верификация на модела чрез експериментални резултати;
- Създаване на модел на сухо триене в пневматични прътови и безпрътови цилиндри и експериментално определяне параметрите на триене;
- Създаване на математически модел на електропневматична позиционираща система с отчитане дължината на пневматичните линии;
- Симулиране на разработените математични модели за изследване на електропневматична позиционираща система с отчитане дължината на пневматичните линии. Анализ на динамичните характеристики;
- Създаване на експериментална компютъризирана система за събиране и обработка на данни с цел изследване на динамичните процеси в електропневматична позиционираща система. Анализ на експериментално получените данни от динамичните процеси;
- Сравнение между теоретичните и експерименталните динамични процеси в електропневматична позиционираща система с различна дължина на пневматичните линии. Анализ и изводи.

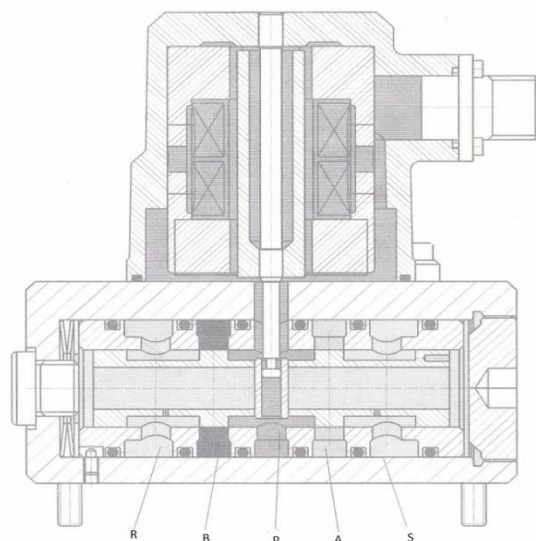
ГЛАВА II

2 ТЕОРЕТИЧНИ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ МОДЕЛИ НА ДЕБИТНАТА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ПРОПОРЦИОНАЛЕН ПНЕВМАТИЧЕН РАЗПРЕДЕЛИТЕЛ

2.1 Създаване на математичен модел на реалната дебитна характеристика на пропорционален разпределител

За изпълнение на поставените задачи е необходимо да се намери адекватен математичен модел, който да описва реалния дебит през пропорционалния разпределител при промяна на захранващото налягане, входното и изходно налягане и геометрията на пътя на флуида. Това може да се реализира чрез експериментално определяне на дебитната функция и след това да се избере най-близкият от представените математични модели или да се създаде нов такъв.

За експериментите се използва пропорционален разпределител - модел PVM065-030-1101-0A - произведен от фирма „Shneider-Kreuznach“.



Фиг. 2.1. Схема на пропорционален разпределител - модел PVM065-030-1101-0A

Разпределителят е проектиран с плунжер с малко триене. Плунжерът е балансиран по отношение на натиска и разположен в равновесна (затворена) позиция.

За да може моделът на ISA да се използва за пропорционалния разпределител на „Shneider-Kreuznach“ - PVM065-030-1101-0A, е необходимо да се променят коефициентите и да се приравни уравнението на модела към система SI. (Дебит Q m^3/s , и налягане p Pa)

Моделът ISA (1.11) е в Standard cubic feet perminute (SCFM), а налягането в „psia“.

След преобразуването, уравнението на дебита през пропорционалния разпределител е във вида:

$$Q = 8.6 \cdot 10^{-8} C_v \cdot p_{in} \left(1 - \frac{X}{X_T}\right) \sqrt{\frac{X}{T_{air}}} \quad (2.1)$$

$$X = \frac{P_{in} - P_{out}}{P_{in}} = 1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)$$

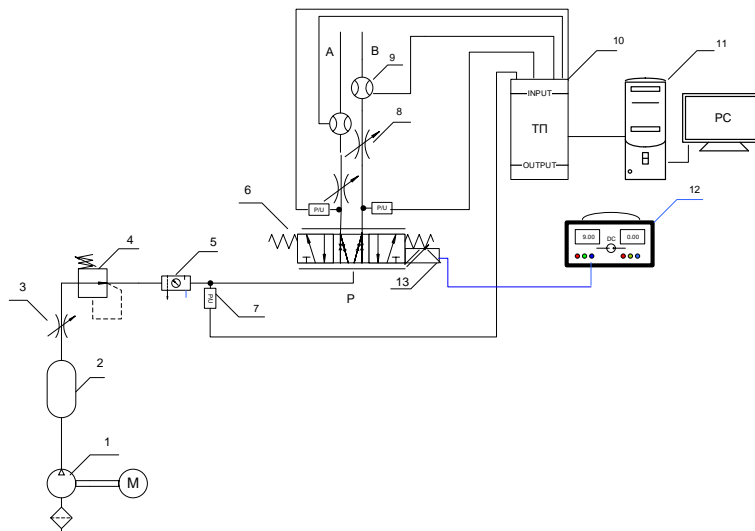
Масовият дебит през разпределителя може да бъде получен от обемния дебит (2.1) чрез умножаване с плътността на въздуха ρ при стандартни условия:

$$M = \left(8.6 \cdot 10^{-8} C_v \cdot p_{in} \left(1 - \frac{X}{X_T}\right) \sqrt{\frac{X}{T_{air}}}\right) \cdot \rho \quad (2.2)$$

Моделът за дебита през пропорционалния разпределител включва коефициент на проводимостта C_v и коефициента X_T за критичния пад на налягането, който е необходимо да се определя експериментално.

2.2 Експериментално определяне на параметрите на математичен модел на дебитната характеристика на пропорционален разпределител чрез експериментално изследване

За експерименталното определяне на проводимостта на разпределителя C_v и коефициента за критичния пад на налягането X_T , които определят конкретната дебитна характеристика на пропорционалния разпределител, е създадена експериментална система показана на фиг. 2.2.



Фиг. 2.2. Схема на стенд за експериментално изследване на статичните характеристики на пропорционален пневматичен разпределител PVM065-030-1101-0A

1 – винтов компресор; 2 - ресивер; 3 - спирателен кран; 4 - редуционен клапан; 5 - въздухоподготвителна група; 6 - пропорционален разпределител; 7 - преобразувател на налягане; 8 - пневматичен дросел; 9 - дебитомер; 10 - блок за присъединяване на измервателната апаратура; 11 - персонален компютър с вградена интерфейсна платка; 12 - захранващ блок; 13 - бобина на пневматичния пропорционален разпределител

Виртуален инструмент

За целите на експеримента е разработен виртуален инструмент фиг. 2.3., изпълняващ следните основни функции:

Прочитане на входните канали:

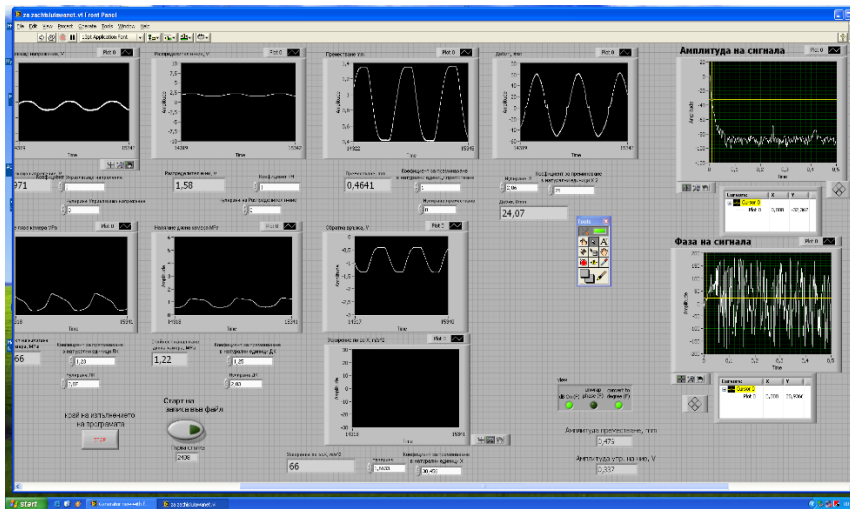
- Стойност на управляващото напрежение - входен сигнал;
- Измерване на налягането в лявата част P към A (изход);
- Измерване на налягането в дясната част P към B (изход);
- Измерване на налягането на бобината на разпределителя;
- Измерване на налягането пред пропорционалния разпределител (вход);
- Измерване на дебита, преминаващ от лявата част (P към A);
- Измерване на дебита, преминаващ от дясната част (P към B).

Измервателни преобразуватели (датчици):

- Преобразувател на налягане “Festo”SDE1-D10-G2-W18-C-PIM-8W;

- Преобразувател на дебит “Festo” SFAB-10U-HQ6-2SA-M12; (q_n 0.1-10 l/min; U_b 15-30V; точност на дебита +/- (3% o.m.v. + 0.3% FS).
- Преобразувател на дебит “Festo” SFAB-600U-HQ10-2SA-M12; (q_n 6-600) l/min; U_b 15-30V; точност на дебита +/- (3% o.m.v. + 0.3% FS).

Извършено е предварително тариране на измервателните преобразователи и се визуализират измерваните величини в натурални единици.



Фиг. 2.3. Потребителски интерфейс на разработения виртуален инструмент

Построяват се експерименталните графики в отношение на зависимостта:

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} \text{ към } Q_{kor}$$

За всяко подавано постоянно входно напрежение от 0 до 10 V чрез дросела се настройва дебитът, за да се получи промяна на пада на налягането през разпределителя.

Измерените налягания се превръщат в абсолютно налягане, като за построяването на статичната характеристика се използва отношението $\frac{P_{out}}{P_{in}} = \beta$ (критичното отношение на налягането).

Дебитът при построяването на характеристиките се коригира по налягането.

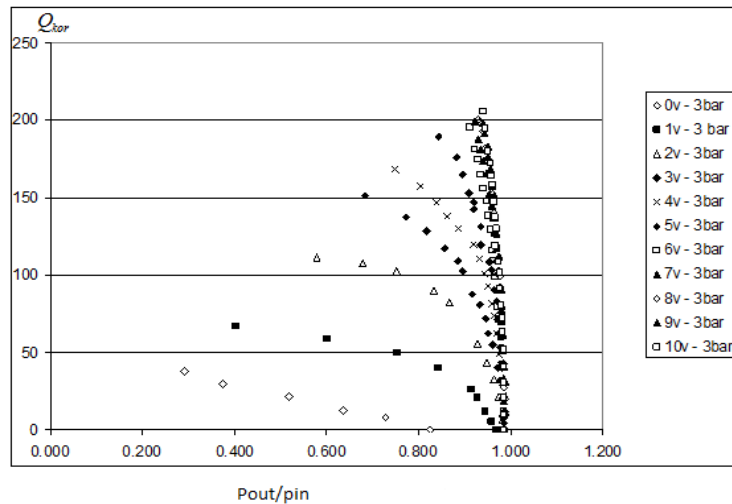
Тъй като всички математически модели, описващи дебита през разпределителя, са пропорционални на пада на налягане, е необходимо коригираният дебит Q_{kor} да се определи като се умножи Q с отношението на налягането P_{noflow} при нулев дебит към измереното захранващо налягане P_{in} при преминаващ дебит [2]:

$$Q_{kor} = Q \frac{P_{noflow}}{P_{in}} \quad (2.3)$$

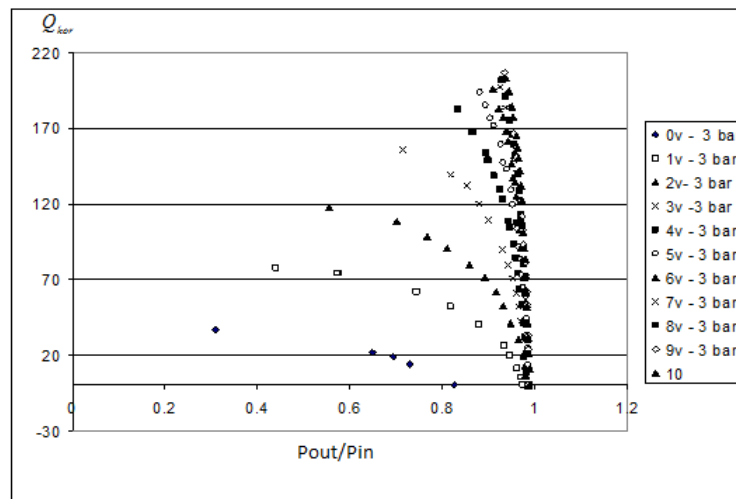
На фиг. 2.4., 2.6., 2.8. е показана фамилия от графики на статични дебитни характеристики при постоянно захранващо налягане 3, 4, 5 bar и управляващо

напрежение на бобината на пропорционалния разпределител от 0 до 10V от входа на разпределителя P към изхода A.

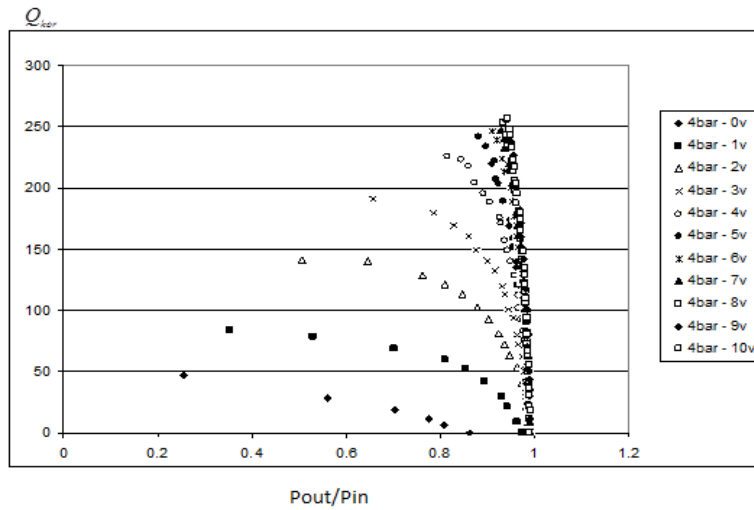
На фиг. 2.5., 2.7., 2.9. е показана фамилия от графики на статични дебитни характеристики при постоянно захранващо налягане 3, 4, 5 bar и управляващо напрежение на бобината на пропорционалния разпределител от 0 до 10V от P към изхода B.



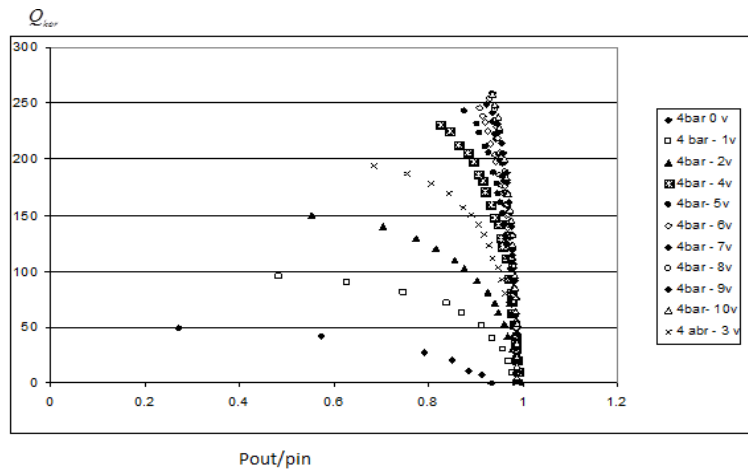
Фиг. 2.4. Статична дебитна характеристика при налягане 3bar и управляващо напрежение 0 до 10V, в посока от P към A



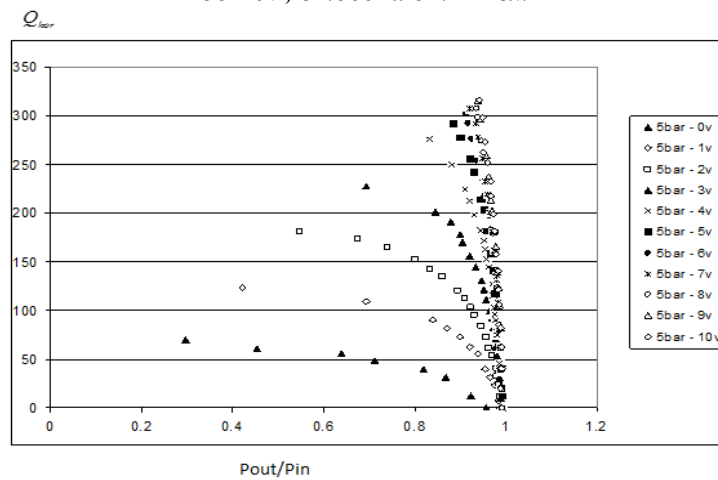
Фиг. 2.5. Статична дебитна характеристика при налягане 3bar и управляващо напрежение 0 до 10V, в посока от P към B



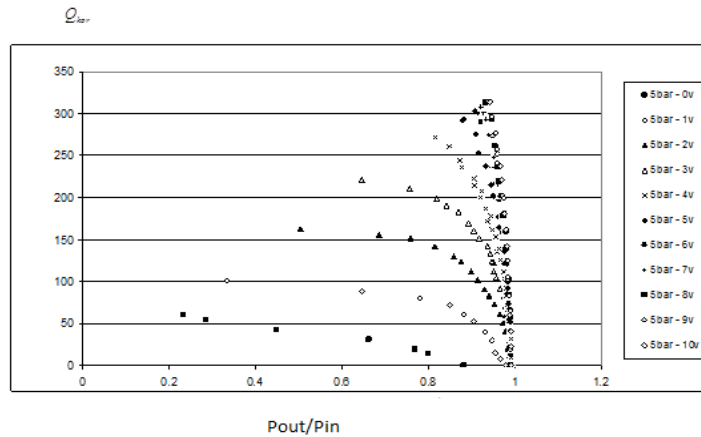
Фиг. 2.6. Статична дебитна характеристика при налягане 4bar и управляващо напрежение 0 до 10V, в посока от P към A



Фиг. 2.7. Статична дебитна характеристика при налягане 4bar и управляващо напрежение 0 до 10V, в посока от P към B



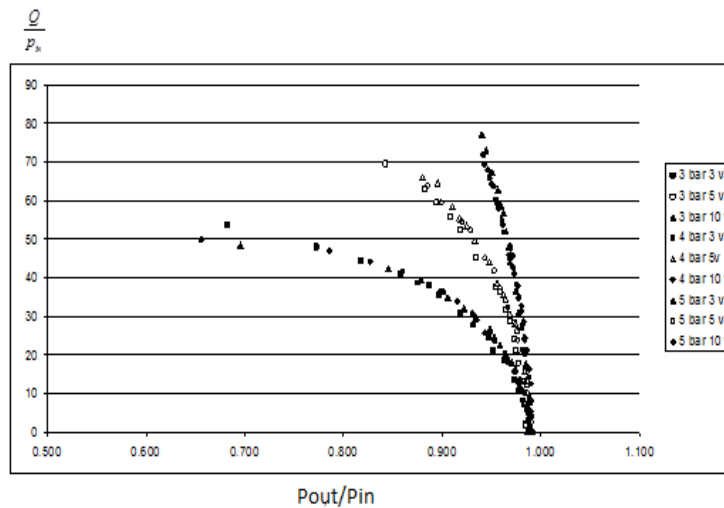
Фиг. 2.8. Статична дебитна характеристика при налягане 5 bar и управляващо напрежение 0 до 10V, в посока от P към A



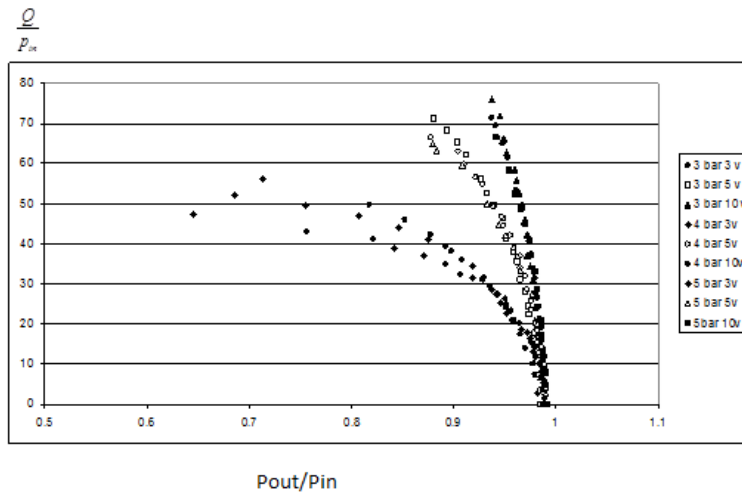
Фиг. 2.9. Статична дебитна характеристика при налягане 5 bar и управляващо напрежение 0 до 10V, в посока от P към B

На фиг. 2.10. и 2.11. е представен графично некоригираният дебит $\frac{Q}{P_{in}}$ в съотношение от захранващото налягане като функция на $\frac{P_{out}}{P_{in}} = \beta$ (критичното отношение на налягането).

При зададено управляващо напрежение от 3, 5, 10 V към бобината на пропорционалния разпределител и захранващо налягане от 3, 4, 5 bar в посока от P към A и от P към B на движението на плунжера се получават данни показани на фиг. 2.10, фиг. 2.11.



Фиг. 2.10. Зависимостта на $\frac{Q}{P_{in}}$ от $\frac{P_{out}}{P_{in}}$ посока P към A



Фиг. 2.11. Зависимостта на $\frac{Q}{P_{in}}$ от $\frac{P_{out}}{P_{in}}$ посока P към B

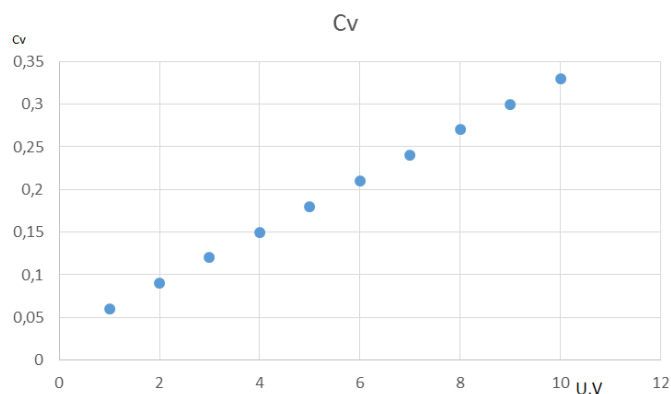
2.3 Избор на математичен модел на пневматичния пропорционален разпределител на „Shneider-Kreuznach“

При сравняване на резултатите от фиг. 1.5., представлящи дебита през разпределителя при различни модели, и фиг. 1.6., показваща статичната характеристика, ясно се вижда, че нито дебитът на модел NFPA, нито закон на Сен-Венан могат точно да опишат дебита през пропорционалния разпределител на **Shneider-Kreuznach**.

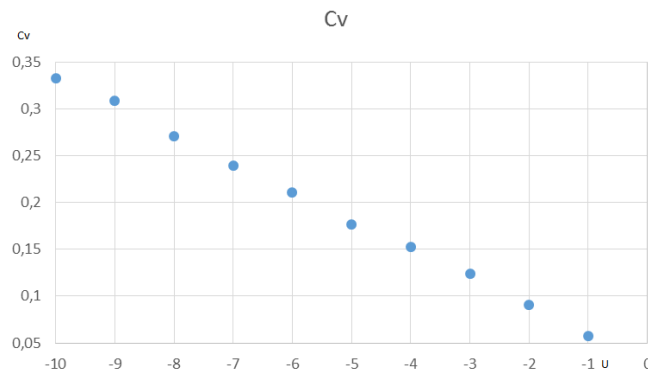
При моделът ISA се взема предвид стойностите на коефициента на проводимост C_v и критичното отношение на налягането X_T . Те могат да бъдат зададени така, че моделът ISA да може да опише дебита през пропорционалния разпределител на Shneider-Kreuznach.

Необходимо е да се преработи модела ISA и да се приравни към система SI. (Дебит Q m^3/s , и налягане p Pa). Моделът ISA (1.11) е в Standard cubic feet per minute (SCFM), а налягането в „psia“. След преобразуване уравнението на дебита през пневматичния пропорционален разпределител е във вида (2.1).

Експерименталните резултати се представят в графичен вид на фиг. 2.12. и 2.13.



Фиг. 2.12. Коефициент на проводимост C_v към управляващо напрежение на пропорционалния разпределителя в посока P>A



Фиг. 2.13. Коефициент на проводимост C_v към управляващото напрежение на пропорционалния разпределителя в посока P>B

Таблица 2.1 Коефициент на проводимост C_v

Управляващо напрежение	Посока на дебита P>A
ΔU	C_v
0	0
1	0,060
2	0,092
3	0,122
4	0,152
5	0,180
6	0,211
7	0,235
8	0,274
9	0,311
10	0,330

Управляващо напрежение	Посока на дебита P>B
ΔU	C_v
0	0
-1	0,057
-2	0,091
-3	0,124
-4	0,153
-5	0,177
-6	0,211
-7	0,240
-8	0,271
-9	0,309
-10	0,333

На фиг. 2.14. е даден дебитът на модела ISA при захранващо налягане 3 bar, управляващо напрежение от 8V и температура на въздуха 297 K, в посока от P към A, сравнен с експерименталната статична дебитна характеристика при 3bar и управляващо напрежение от 8V, в същата посока.

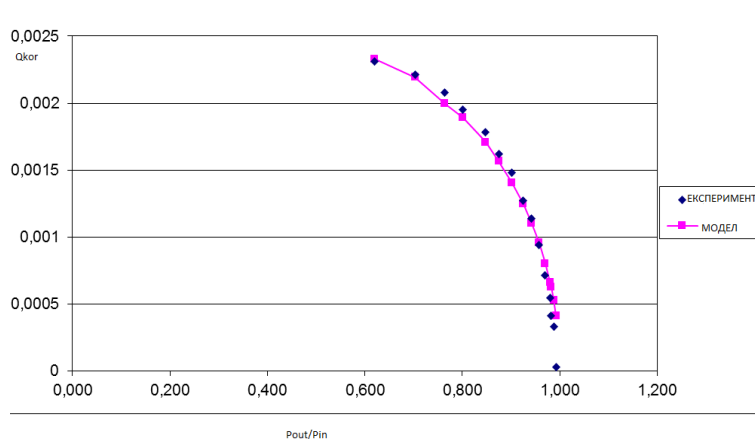
Определянето на стойностите на коефициентите C_v и X_T се прави на база експерименталните данни и приетия ISA модел по метода на намаляване на RMS грешката (коефициент на средно квадратично отклонение) между данните и модела. Получават се $C_v = 0,274$ и $X_T = 1$.

На фиг. 2.15. са представени фамилия дебитни характеристики на модела ISA при захранващо налягане 3bar и температура на въздуха 297 K, управляващо напрежение от 4, 5, 6, 9 V и посока от P към A, сравнен със статичните експериментални дебитни характеристика при 3 bar, управляващо напрежение от 4, 5, 6, 9 V и посока от P към A.

2.4 Верификация на математичен модел на пневматичен пропорционален разпределител

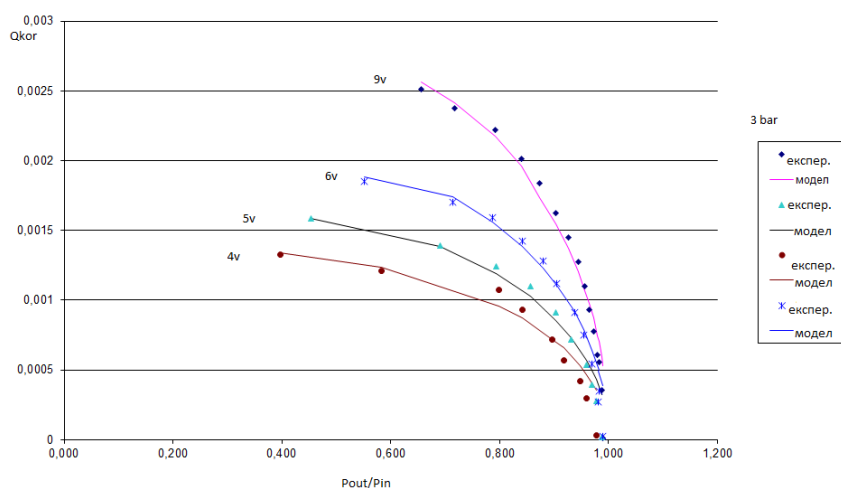
Доказва се, че преработеният модел на ISA описва математичен модел на дебитната характеристика на пропорционалния разпределител.

По аналогичен начин стойностите на коефициента на проводимост C_v и критичното отношение на налягането X_T могат да бъдат изчислени и при другите управляващи напрежения. При всяко управляващо напрежение се доказва, че стойността на критичното отношение на налягането X_T е равна на 1 (единица). Фигури 2.12. и 2.13. показват коефициента на проводимост C_v като функция от управляващото напрежение.



Фиг. 2.14. Сравнение на статична дебитна характеристика на модел ISA и експериментано получени данни при налягане 3 bar, напрежение от 8V, в посока от P към A

$$C_v = 0,274; X_T = 1$$



Фиг. 2.15. Фамилия статични дебитни характеристики при налягане 3 bar, напрежение 4; 5; 6 и 9V, в посока от P към A за модел ISA и експериментално получени данни

Таблица 2.2. представя моделите на коефициента на проводимост C_v за всички пътища от P>A и от P>B и преместването на плунжера x_s .

Таблица 2.2 Коефициент на проводимост C_v

Посока на дебита	Коефициент на проводимост
$P \rightarrow A$ $x_s > 1,5$ преместване на плунжера	$C_v = 0.063(x_s - 1.5) - 0.0012(x_s - 1.5)^2$
$P \rightarrow B$ $x_s < 1,5$ преместване на плунжера	$C_v = 0.07(x_s - 1.5) - 0.0017(x_s + 1.5)^2$

ИЗВОДИ:

Математическите модели прилагани за пропорционални пневматични разпределители не са подходящи за използвания в експеримента пневматичен пропорционален разпределител PVM065-030-1101-0A на фирмата „Shneider-Kreuznach“.

Получен е модел на реалната дебитна характеристика на пропорционалния пневматичен разпределител PVM065-030-1101-0A чрез преработване на съществуващия ISA модел като се отчитат стойностите на коефициента на проводимост C_v и критичното отношение на налягането X_T .

Получени са експериментално статичните дебитни характеристики на пропорционалния пневматичен разпределител и е установено, че дебита зависи линейно от управляващото напрежение при параметри - захранващото налягане 3, 4 и 5 bar, и управляващо напрежение 0...10V.

Преработения модел ISA на фиг. 2.14. показва съвпадение с експерименталните данни и ще се използва при изпълнението на следващите задачи и цели на дисертацията.

ГЛАВА III

3 СЪЗДАВАНЕ НА МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА С ОТЧИТАНЕ НА ДЪЛЖИНАТА НА ПНЕВМАТИЧНИТЕ ЛИНИИ

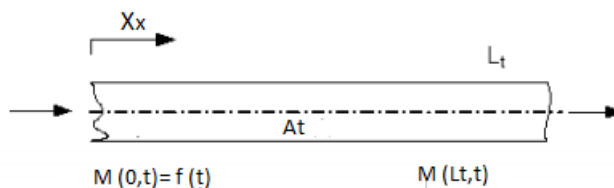
3.1 Математичен модел на пневматичните линии

Математическо моделиране играе все по-важна и определяща роля в съвременните инженерни изследвания. Това се дължи преди всичко на факта, че създадените и доказани модели служат за симулиране и решаване на проблеми при задвижващите системи с помощта на мощните изчислителни комплекси, разработени в последно време [70, 71, 84, 92, 131, 132]. По този начин могат да се отчетат много повече фактори, влияещи върху динамиката на системите, както и да се направи сравнение между различните математични модели и направените експериментални изследвания.

3.2 Математичен модел на пневматичните линии с отчитане на дължината им

В пневматичните задвижващи системи един от основните проблеми е отчитането на закъснението на сигнала по дължината на пневматичната линия.

Повечето изследвания се основават на ламинарно течение през пневматичната линия. За да се намери адекватен математичен модел за масовия дебит през пневматичните линии, е необходимо да се отчете и турбулентният режим на течението.



Фиг. 3.1. Пневматична линия

Разглежда се цилиндрична тръба (линия) фиг.3.1. с дължина L_t . Масовия дебит на въздуха през линията е:

$$M = \frac{d}{dt}(\rho V_x) \quad (3.1)$$

$m = \rho V_x$ - масата на флуида

За едномерно течение:

$$M = A_t \rho v$$

където: M - масов дебит; A_t - площ на сечението на пневматичната линия; ρ - плътност на газа; v - скорост на флуида; V_x - обем на флуида.

Известно е, че масовият дебит се представя със следните диференциални уравнения от първи ред [111]:

$$\frac{\partial p}{\partial x_x} = -R_r v - \rho \frac{\partial v}{\partial t} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x_x} = -\frac{1}{\rho a_s^2} \frac{\partial p}{\partial t}$$

където:

x_x и t са съответно пространствена и времева променлива; ρ - плътност на газа;

a_s - скорост на звука; R_r - съпротивление на пневматичната линия.

Използвайки (3.1), системата се преобразува във вида :

$$\frac{\partial p}{\partial x_x} = -\frac{1}{A_t} \frac{\partial M}{\partial t} - \frac{p}{\rho A_t} M \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial M}{\partial x_x} = -\frac{A_t}{a_s^2} \frac{\partial p}{\partial t}$$

След диференциране на първото уравнение от (3.3) по отношение на t , а второто - по x_x , основната система (3.4) се превръща в едно частно диференциално уравнение от втори ред с неизвестна функция M :

$$\frac{\partial^2 M}{\partial t^2} - a_s^2 \frac{\partial^2 M}{\partial x_x^2} + \frac{R_r}{\rho} \frac{\partial M}{\partial t} = 0. \quad (3.4)$$

където: R_r - съпротивление на пневматичната линия.

Уравнение (3.4) е от хиперболически тип като за изследването му се полага:

$$M(x_x, t) = \ell^{k_t} u(x_x, t),$$

където $u(x_x, t)$ е нова неизвестна функция, а k_t е реален параметър.

Избира се k_t по такъв начин, че полученото уравнение спрямо $u(x_x, t)$ да не съдържа първа производната спрямо t :

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x_x^2} = \ell^{k_t} \frac{\partial^2 u}{\partial x_x^2};$$

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \ell^{k_t} \left(k_t u + \frac{\partial u}{\partial t} \right);$$

$$\frac{\partial^2 M}{\partial t^2} = \ell^{k_t} \left(k_t^2 u + 2k_t \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right).$$

Тогава от (3.4) следва:

$$\ell^{k_t} \left(k_t^2 u + 2k_t \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a_s^2 \ell^{k_t} \frac{\partial^2 u}{\partial x_x^2} + \ell^{k_t} \frac{R_r}{\rho} \left(k_t u + \frac{\partial u}{\partial t} \right) \right) = 0,$$

Разделя се на експоненциалния множител ℓ^{k_t} и се получава:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a_s^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x_x^2} + \left(k_t^2 + \frac{R_r}{\rho} k_t \right) u + \left(2k_t + \frac{R_r}{\rho} \right) \frac{\partial u}{\partial t} = 0,$$

Определя се параметъра k_t :

$$2k_t + \frac{R_r}{\rho} = 0 \text{ или } k_t = -\frac{R_r}{2\rho},$$

Уравнението се трансформира:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a_s^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x_x^2} - \left(\frac{R_r}{2\rho} \right)^2 u = 0, \quad (3.5)$$

Уравнение (3.5) е едномерно вълново уравнение. Диссипативният член $\left(\frac{R_r}{2\rho}\right)^2 u$ влияе по такъв начин, че отделните хармонични решения се разпространяват с различни скорости.

От асимптотично свойство следва:

$u(x_x, t) \rightarrow 0$, когато x_x клони към безкрайност.

Гранично условие е:

$$u(0, t) = h(t), \quad (3.6)$$

където $h(t)$ е дадена функция.

Като се знае масовия дебит в началото на линията се получава зависимостта:

$$f(t) = \ell^{-\frac{R_r t}{2\rho}} h(t), \quad (3.7)$$

Този модел допуска и две хомогенни начални условия:

$$u(x_x, 0) = 0,$$

$$\frac{\partial u}{\partial t}(x_x, 0) = 0 \quad (3.8)$$

За да се реши уравнението, се използва трансформация на Лаплас:

$$u(x_x, t) \leftrightarrow \bar{u}(x_x, s) = \wp(u(x_x, t)),$$

където \wp е интегрален оператор, а s е параметър на Лаплас (виж (3.4)).

Тогава:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x_x^2} \leftrightarrow \frac{d^2 \bar{u}}{dx_x^2},$$

Като се използва началното условие (3.8) се получава:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x_x^2} \leftrightarrow s^2 \bar{u}(x_x, s),$$

и следователно (3.5) се превръща в линейно диференциално уравнение от втори ред:

$$a_s^2 \frac{d^2 \bar{u}}{dx_x^2} - s^2 \bar{u} + \frac{R_r^2}{4\rho^2} \bar{u} = 0,$$

което се записва се във вида:

$$\frac{d^2 \bar{u}}{dx_x^2} - \frac{s^2}{a_s^2} \left(1 - \frac{R_r^2}{4\rho^2 s^2}\right) \bar{u} = 0. \quad (3.9)$$

Означава се $\frac{R_r}{2\rho} = \varepsilon > 0$ и тогава общото решение на (3.6) е:

$$\bar{u}(x_x, s) = c_1 \ell^{-\frac{s}{a_s} x_x \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{s^2}}} + c_2 \ell^{\frac{s}{a_s} x_x \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{s^2}}}, \quad (3.9)$$

От асимптотичното свойство ще следва ($c_1 > 0$):

$$\bar{u}(x_x, s) = c_2 \ell^{-\frac{s}{a_s} x_x \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{s^2}}},$$

Като се използва развитието на радикала $\left(\frac{\varepsilon^2}{s^2}\right)$ с малък параметър се получава:

$$\sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{s^2}} \approx 1 - \frac{\varepsilon^2}{2s^2},$$

Тогава:

$$\bar{u}(x_x, s) = c_1 \ell^{-\frac{s}{a_s} x_x \left(1 - \frac{\varepsilon^2}{2s^2}\right)},$$

При $x_x = 0$ и $c_1 = c_1(s)$ от (3.6) се получава:

$$c_1(s) = \bar{h}(s) = \int_0^{\infty} \ell^{-st} h(t) dt,$$

следователно:

$$\bar{u}(x_x, s) = \bar{h}(s) \ell^{-\frac{x_x s}{a_s} \frac{\varepsilon^2 x_x}{2a_s s}},$$

Като се използва първо приближение в развитието на експоненциалната функция за образа на решението се получава:

$$\bar{u}(x_x, s) = \ell^{-\frac{x_x s}{a_s}} \bar{h}(s) \left(1 + \frac{\varepsilon^2 x_x}{2a_s s}\right),$$

От теоремата за закъснението (3.4) решението в граничната задача е:

$$u(x_x, t) = \begin{cases} 0, & t \leq \frac{x_x}{a_s} \\ h\left(t - \frac{x_x}{a_s}\right) \left[\delta_d\left(t - \frac{x_x}{a_s}\right) + \frac{\varepsilon^2 x_x}{2a_s} H\left(t - \frac{x_x}{a_s}\right) \right], & t > \frac{x_x}{a_s} \end{cases},$$

където δ_d е функцията на Дирак, а H е единична функция на Хевисайд.

Навсякъде решението $t - \frac{x_x}{a_s}$ е закъсняващ алгоритъм.

Входният сигнал достига края на пневматичната линия за времеви период $\tau = \frac{L_t}{a_s}$ и от там:

$$M(L_t, t) = \ell^{-\frac{R_r t}{2\rho}} u(L_t, t),$$

От друга страна:

$$h\left(t - \frac{L_t}{a_s}\right) = \ell^{\frac{R_r}{2\rho}\left(t - \frac{L_t}{a_s}\right)} f\left(t - \frac{L_t}{a_s}\right),$$

Окончателно, ако $x_x = L_t$ и $t > \frac{L_t}{a_s}$, масовият дебит на изхода се представя чрез:

$$M = \frac{R_r^2 L_t}{8 a_s \rho^2} \ell^{-\frac{R_r L_t}{2\rho a_s}} f\left(t - \frac{L_t}{a_s}\right), \quad (3.10)$$

Може да се замести плътността на въздуха ρ с налягането според зависимостта:

$$p = \rho R T_{air}$$

Полученият математичен модел (3.10) е удобен за пресмятане на изходния масов дебит през пневматични линии, служещ за управление на пневматичните задвижващи системи [2, 3, 22, 24, 67, 46]. Моделът може да бъде прилаган и за избор на ефективна дължина на свързваща пневматична линия, влияеща на времевото закъснение.

3.3 Експериментално изследване на динамичните процеси в пневматичните линии

С цел верификация на получения математичен модел за дебита през пневматичните линии се налага експериментално изследване на динамичните процеси в пневматични линии при различни входно въздействие.

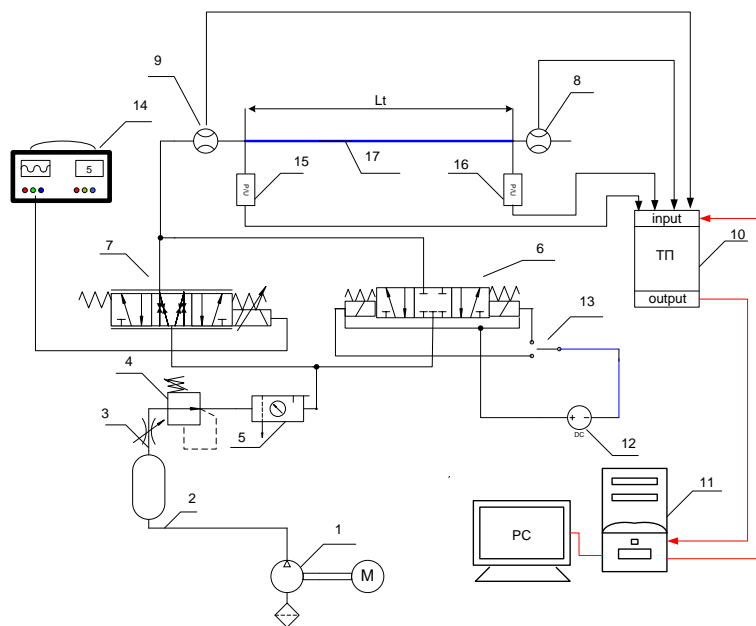
Схемата, показана на фиг. 3.1.1., е на създадения експерименталния стенд, който използва създадения виртуален инструмент, детайлно описана в Глава VI. За получаване на експерименталните динамични процеси се използват стъпаловидно и синусоидално входно въздействие.

3.3.1 Експериментално изследване на преходните процеси в пневматична линия с различна дължина при стъпаловиден входен сигнал:

Методика за изследване:

Подава се стъпаловиден входен сигнал към дискретен електропневматичен разпределител (6), управляван от електрически превключвател (13). Изследват се пневматични линии ($D = 8 \text{ mm}$, $d = 6 \text{ mm}$) (17) с дължини L_t (1 m, 5 m и 10 m) при работно налягане от 5 bar. Данните от преобразователите на налягане и дебит на

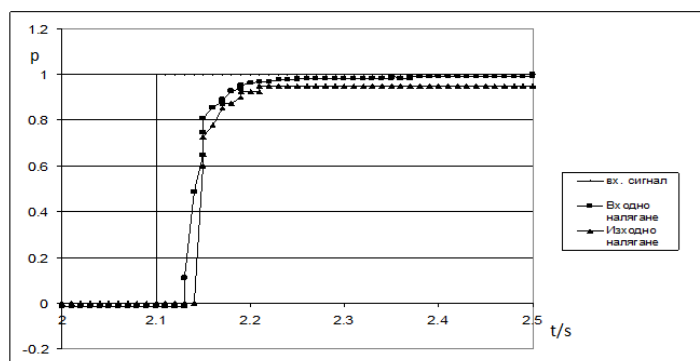
входа и изхода на пневматичната линия се визуализират, обработват и записват чрез създадени виртуален инструмент.



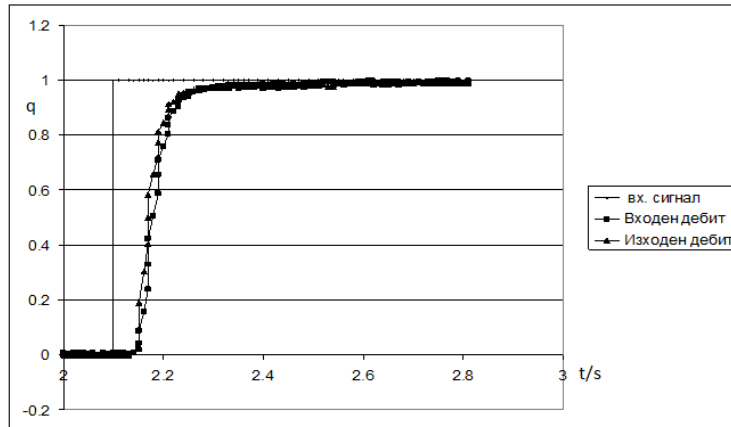
Фиг. 3.1.1. Схема на експерименталния стенд за изследване на преходни процеси в пневматични линии

1 - винтов компресор; 2 - ресивер; 3 - спирателен кран; 4 - предпазен клапан; 5 - въздухоподготвителна група; 6 - дискретен разпределител; 7 - пропорционален разпределител; 8, 9 – дебитомери; 10 - интерфейсна платка; 11 - персонален компютър; 12 - захранващ блок; 13 – превключвател; 14 - сигнал-генератор; 15, 16 - датчици за налягане; 17 - пневматична лини.

На фиг. 3.2. и фиг. 3.3. са показани преходните процеси на налягането и дебита на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 1 m и диаметър 6 mm. Стойностите на дебита и налягането са обезразмерени спрямо максималната си стойност.



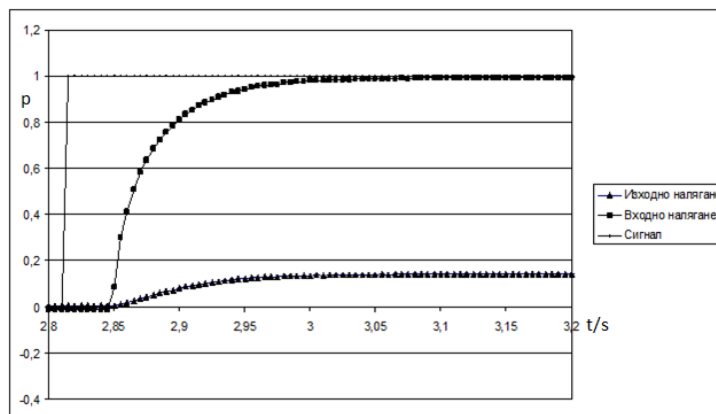
Фиг. 3.2. Налягане на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 1 m.



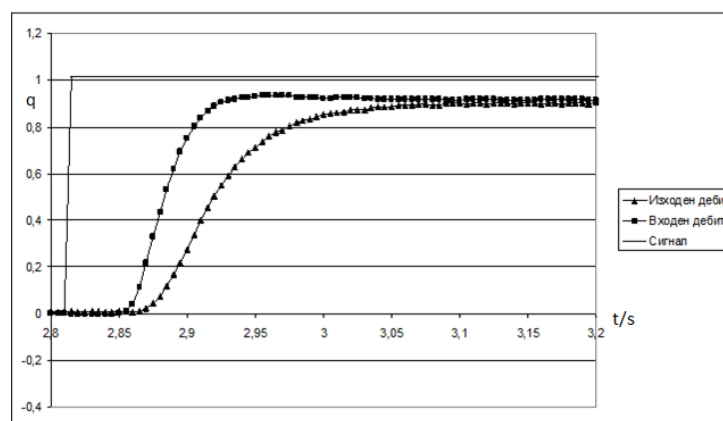
Фиг. 3.3. Дебит на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 1 m.

Продължителността на преходния процес при изменението на дебита е около 0.15 s като времето за чистото закъснение 0.05s фиг.3.3. а преходният процес при изменение на налягането е около 0.10s като времето за чистото закъснение 0.03s фиг.3.2. Стойността на изходното налягане в установен режим е по-малка от входното, фиг. 3.2., което се дължи на хидравличните съпротивления в линията.

На фиг. 3.4. и фиг. 3.5. са показани преходните процеси на налягането и дебита на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 5 m и диаметър $\varnothing 6$ mm.



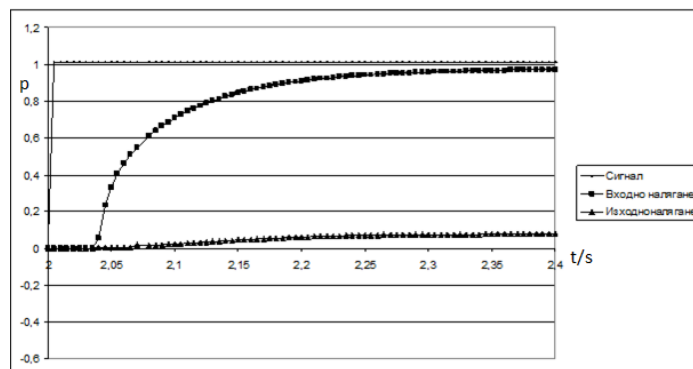
Фиг. 3.4. Налягане на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 5 m.



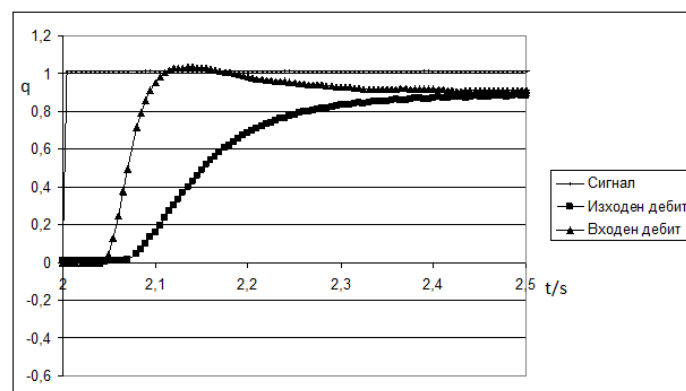
Фиг. 3.5. Дебит на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 5 m.

Продължителността на преходния процес при дължина на пневматичната линия 5 m, изменението на дебита е около 0.25 s като времето за чистото закъснение 0.07s фиг.3.5. са преходният процес при изменение на налягането е около 0.15s като времето за чистото закъснение 0.05s фиг.3.4.

На фиг. 3.6. и фиг. 3.7. са показани преходните процеси на налягането и дебита входа и изхода на пневматичната линия при дължина 10m и диаметър $\varnothing 6$ mm.



Фиг. 3.6. Налягане на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 10 m.



Фиг. 3.7. Дебит на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 10 m.

Продължителността на преходния процес при дължина на пневматичната линия 10 m, изменението на дебита е около 0.40 s като времето за чистото закъснение 0.08 s фиг.3.7. са преходният процес при изменение на налягането е около 0.25 s като времето за чистото закъснение 0.06 s фиг.3.4.

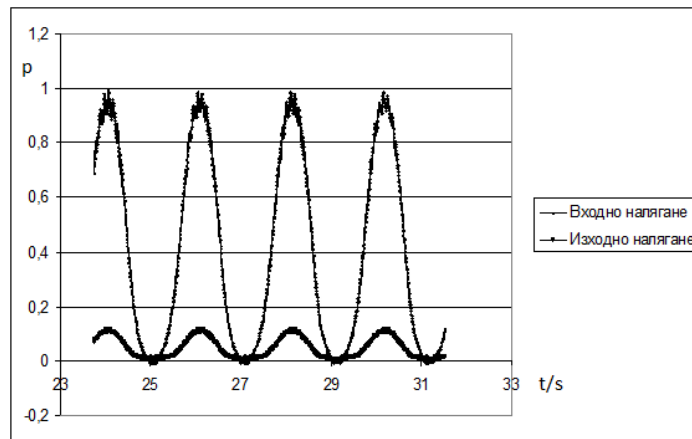
При сравнение на резултатите от изследването на процесите в пневматични линии с дължина 1m, 5 m и 10 m се наблюдава съществено влияние на по-голямата дължина на пневматичната линия, което се отразява на формата и продължителността на процес за изменение на дебита се променя от 0.15 до 0.40 s, а чистото закъснение е от 0.05 до 0.08 s, а преходният процес при изменение на налягането е от 0.10 до 0.25 s, като времето за чистото закъснение е от 0.03 до 0.06 s.

3.3.2 Експериментално изследване на преходните процеси в пневматична линия с различна дължина при синусоидално входен сигнал

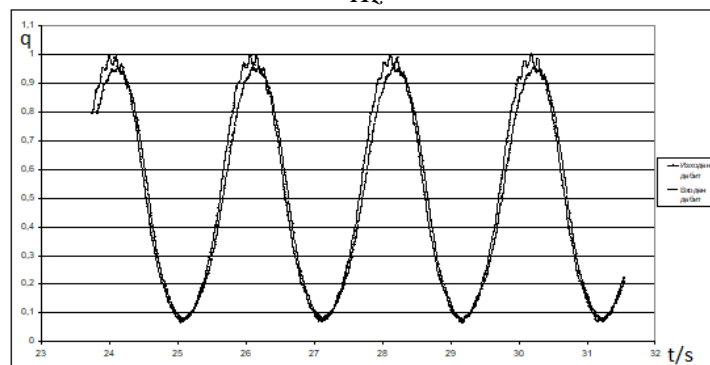
Провеждането на експеримента е аналогично на т. 3.3.1 като входният сигнал е синусоидален, задаван от сигнал генератор (14) от фиг. 3.1. Изследвана е

пневматична линия с дължина 5 m при различни честоти на входния сигнал - 0.3 и 0.5 Hz.

Резултатите от експеримента - изменението на налягането и дебита на входа и изхода - са показани от фиг. 3.8. до фиг. 3.11. Съответните дебити и налягания са безразмерни спрямо максималната си стойност.

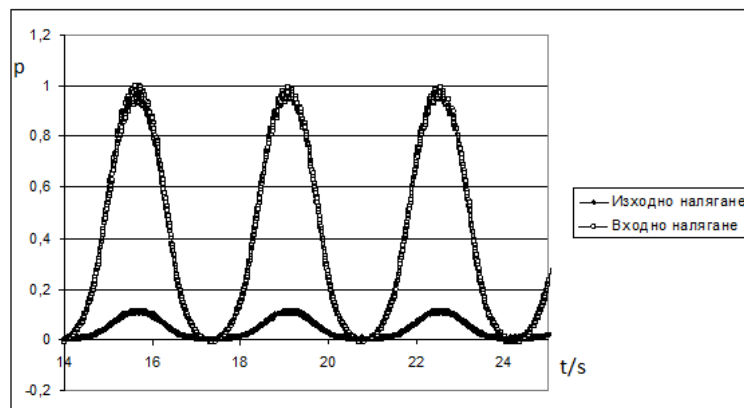


Фиг. 3.8. Налягане на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 5 m, честота 0.5 Hz

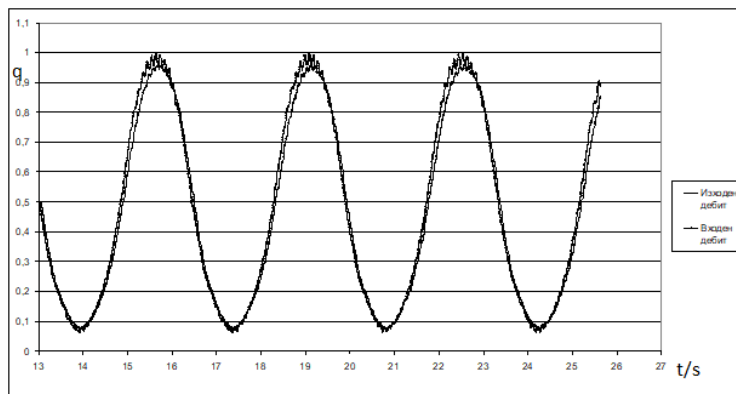


Фиг. 3.9. Дебит на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 5 m, честота 0.5 Hz

На фиг. 3.10. и фиг. 3.11. са показани входните и изходните дебити и налягания при дължина на пневматичната линия 5 m, честота 0.3 Hz и напрежение 5 V.



Фиг. 3.10. Налягане на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 5 m, честота 0.3 Hz



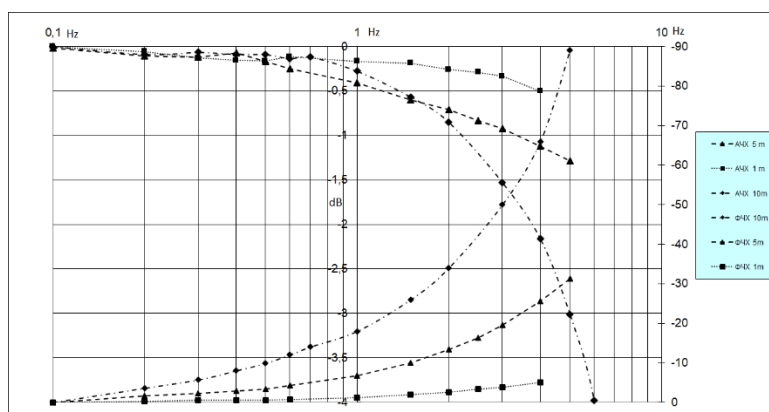
Фиг. 3.11. Дебит на входа и изхода на пневматичната линия при дължина 5 m, честота 0.3 Hz

Като при преходните процеси в т. 3.3.1 при стъпаловиден входен сигнал, така и при преходните процеси при синусоидален сигнал се забелязва влиянието на дължината пневматичната линия върху изменението на дебита и налягането в динамичен режим. Наблюдава се фазово закъснение и промяна в амплитудата на сигналите. За детайлно изучаване на влиянието на пневматичните линии е необходимо да се изследват пълно техните честотни характеристики.

3.4 Експериментално изследване на честотните характеристики при пневматични дълги линии

Честотните характеристики на пневматичните линии са изследвани експериментално на стенд, показан на фиг.3.1. Направени са Амплитудочестотни (АЧХ) и Фазочестотни характеристики (ФЧХ) на пневматични линии с дължини 1m, 5 m и 10 m.

Фазочестотни характеристики (ФЧХ) и амплитудочестотни (АЧХ) на изследваните пневматични линии са показани на фиг. 3.12.



Фиг. 3.12. АЧХ и ФЧХ на пневматична линия с дължина – 1 m, 5 m и 10 m

Експериментални честотни характеристики на пневматичните линии са направени при изменение на честотата на входни сигнал от 0,1 до 6 Hz. Получените характеристики потвърждават хипотезата, че при малки дължини на пневматичните линии, техните динамични характеристики имат малко влияние

върху динамиката на цялата система. При дължини на пневматичните линии над 5 m вече се наблюдава съществено намаляване на амплитудите на изходните налягания и изоставане по фаза.

От представените характеристики на фиг. 3.12 може да се определи критичната /срязващата/ честота на пневматичните линии която при дължина от 10 m е около 5 Hz

Методиката за определяне на критичната /срязващата/ честота е описано в т. 6.4.

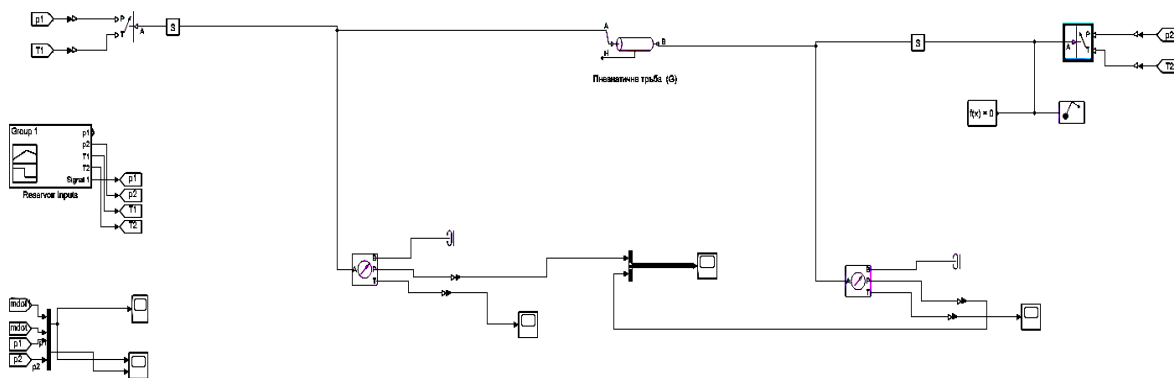
3.5 Моделиране и симулиране на динамичните процеси на пневматичните линии

Симулирането представлява процес по формиране, подготовка и въвеждане на математичен модел в изчислителна среда и получаване на резултати от извършените в тази среда изчисления. Математичният модел на пневматичната линия, който се симулира, е според уравнение (3.10).

Симулирането на динамични процеси в модела на пневматичните линии се осъществява с помощта на програмата “SIMULINK”от продукта” MatLab”. Блоквата схема на симулационния модел е показана фиг. 3.13.

За симулирането на динамичните процеси в модела са въведени различни реални параметри на размерите и дължините на пневматичните линии със съответните коефициенти.

Подробно са показани параметрите и коефициентите на симулацията в т. 5.10.

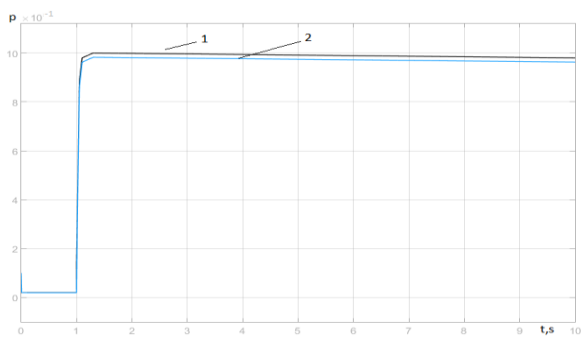


Фиг. 3.13. Симулационен модел на пневматичните линии в MatLab

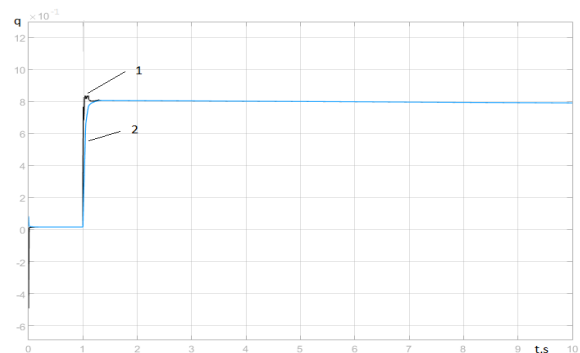
Моделът, показан по-горе, е направен по програмата MatLab като получените стойности на динамичните процеси са представени във вид на графики (3.14).

3.5.1. Симулирането на преходните процеси е извършено при стъпаловидно входно въздействие, подавано от задаващото устройство и при пневматична линия с дължина L_i , - 1m, 5 m и 10 m. Изходните данни от симулирането са изведени към интерфейса във вид на графики, показващи зависимостта на

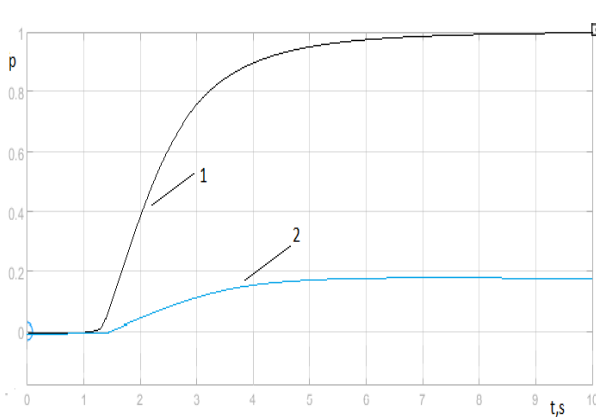
наблюдаваните величини, входното и изходното налягане през пневматичната линия, както и входният и изходният дебит.



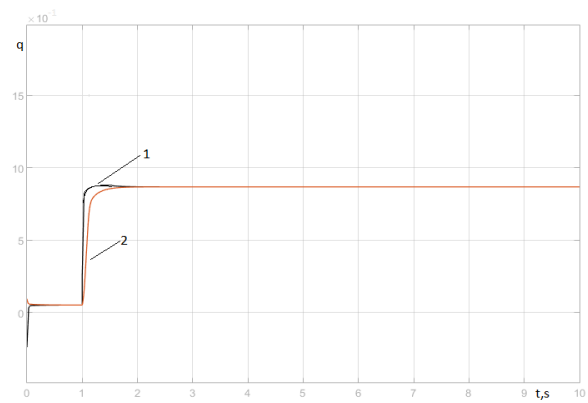
Фиг. 3.14.а. Налягане на входа (1) и изхода (2) на пневматична линия 1 m



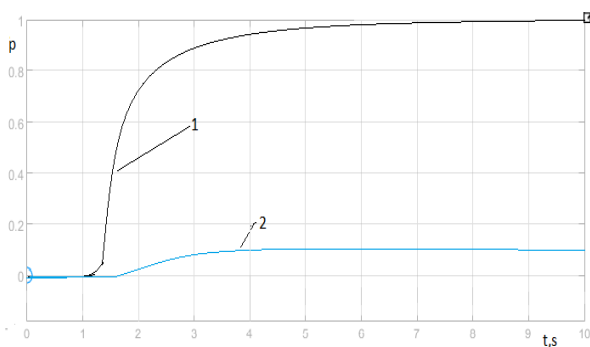
Фиг. 3.14.б. Дебит на входа (1) и изхода (2) на пневматична линия 1 m



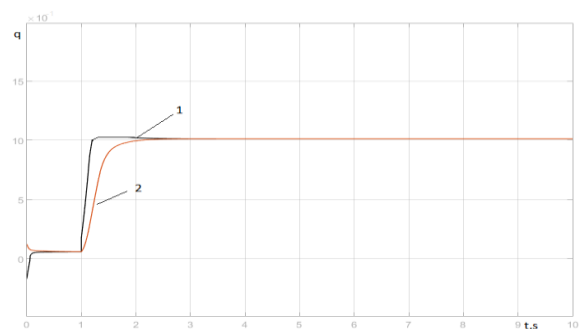
Фиг.3.14.в. Налягане на входа (1) и изхода (2) на пневматична линия 5 m



Фиг.3.14.г. Дебит на входа (1) и изхода (2) на пневматична линия 5 m



Фиг. 3.14.д. Налягане на входа (1) и изхода (2) на пневматична линия 10 m



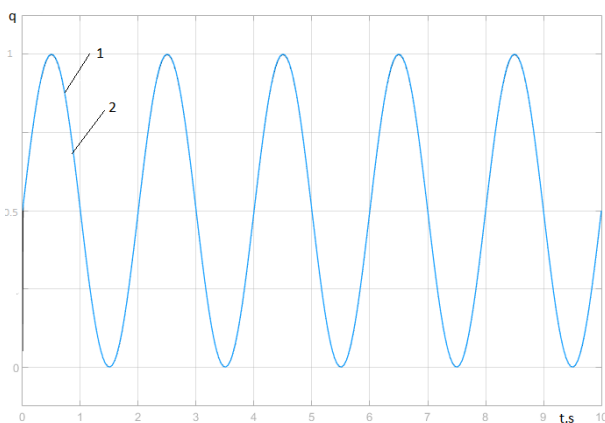
Фиг. 3.14.е. Дебит на входа (1) и изхода (2) на пневматична линия 10 m

От направените симулации на математичен модел се наблюдават преходните процеси при различна дължини (L_i , от 1m, 5m и 10 m) на пневматичните линии и при изменение на основните наблюдавани величини (налягане и дебит) от двете страни на линията - входа и изхода. При $L_i = 1$ m времето на преходния процеса е между 0.1 и 0.15 s. Ясно личи, че графиките са почти идентични за входа и изхода

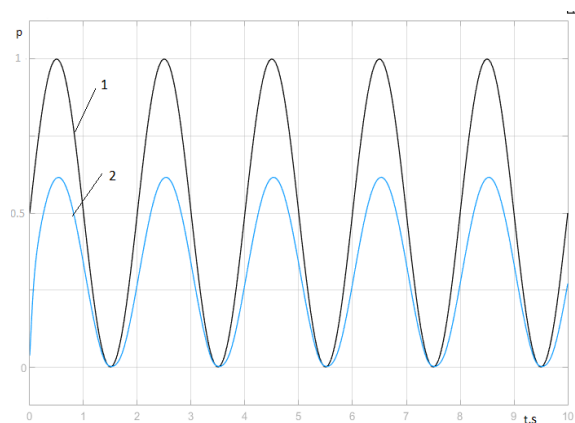
на сигнала, от което може да се заключи, че при дължина на пневматичната линия от 1m няма голямо закъснение на сигнала, което е аналогично на експерименталните резултати фиг. 3.2. и фиг. 3.3. разгледани в тази глава.

При $L_t = 5$ и 10 m дължина на пневматичната линия времето на преходния процес е 0.25-0.4 s. Ясно личи разминаване на сигнала при входа и изхода, от което може да се заключи, че при дължина на пневматичната линия от 5m и 10 m има закъснение на сигнала, което е аналогично на експерименталните резултати фиг. 3.4. и фиг. 3.7. разгледани в тази глава. За по-добра оценка на точността на следене входният и изходният сигнал са безразмерени. Извършения анализ на получените резултати доказва, че математичен модел е подходящ за използване.

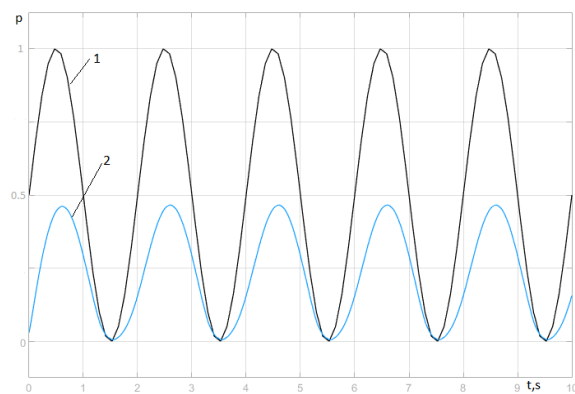
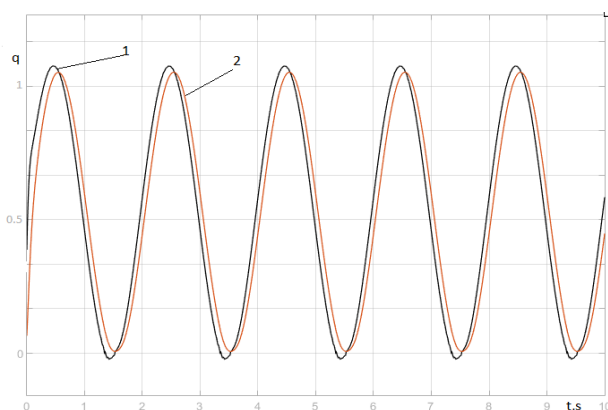
Симулиране на преходните процеси се провежда и при синусоидално входно въздействие от 0,5 Hz, подавано чрез задаващото устройство. Изходните данни от симулирането при пневматична линия с дължина L_t - 1m, 5 m и 10 m са изведени към интерфейса във вид на графики в зависимост от наблюдаваните величини - входно и изходно налягане и входен и изходен дебит през пневматичната линия.



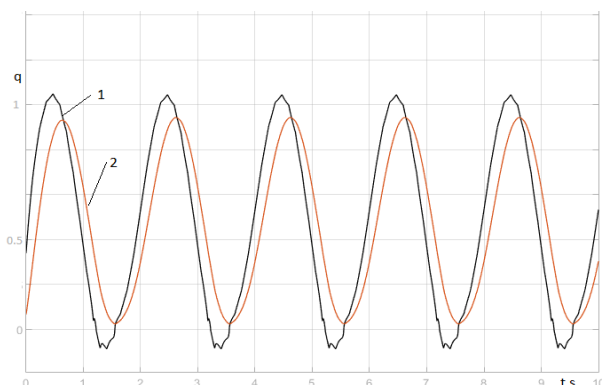
Фиг. 3.15.а. Входно(1) и изходно(2) налягане при пневматична линия 1 m и честота 0.5 Hz



Фиг. 3.15.б. Входно(1) и изходно(2) налягане при пневматична линия 5 m и честота 0.5 Hz



Фиг. 3.15.в. Входен(1) и изходен(2) дебит при пневматична линия 5 m и честота 0.5 Hz



Фиг. 3.15.г. Входно(1) и изходно(2) налягане при пневматична линия 10 m и честота 0.5 Hz

Фиг. 3.15.д. Входен(1) изходен (2) дебит при пневматична линия 10 m и честота 0.5 Hz

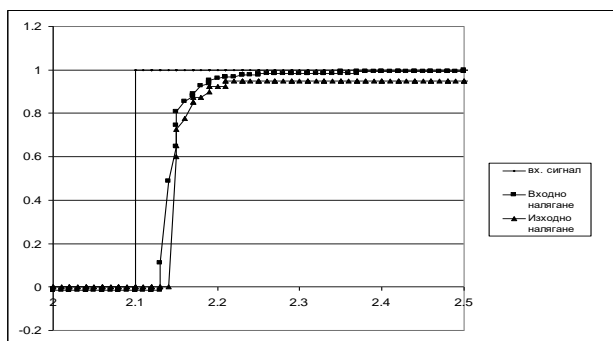
Фиг. 3.15 Синусоидални преходни процеси, получени чрез симулация на математичен модел на пневматични линии с различна дължина

В резултат на проведените симулации могат да се направят следните изводи:

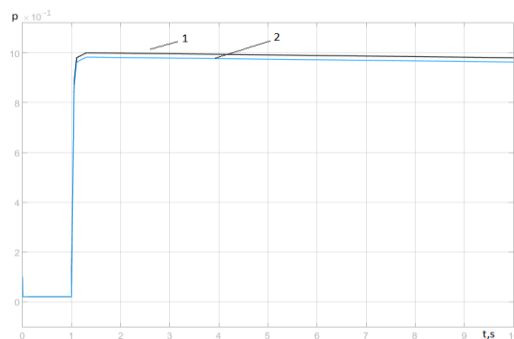
При честота на входния синусоидален сигнал от 0.5 Hz се забелязва фазово закъснение в порядъка на $5^0 - 6^0$ фиг.3.15 и намаляване на амплитудата на сигнала, което е аналогично на експерименталните резултати фиг. 3.8. и фиг. 3.9. За по-добра оценка на точността на следене входният и изходният сигнал са безразмерен.

От така представения математични модел и от направените експерименти може да се заключи, че преходните процеси при симулациите съответстват на динамичните процеси на пневматичните линии с различна дължина.

Съпоставка на преходни процеси от експерименталните резултати и симулационните модели:

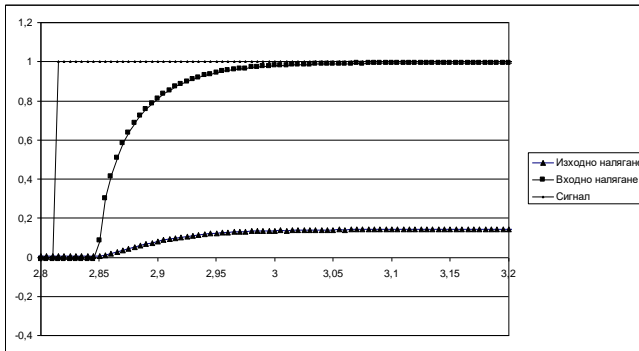


Експеримент

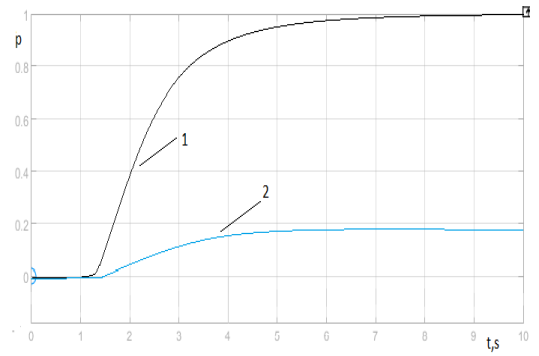


Симулация

Фиг. 3.16.а. Входно(1) и изходно(2) налягане при пневматична линия та 1 m

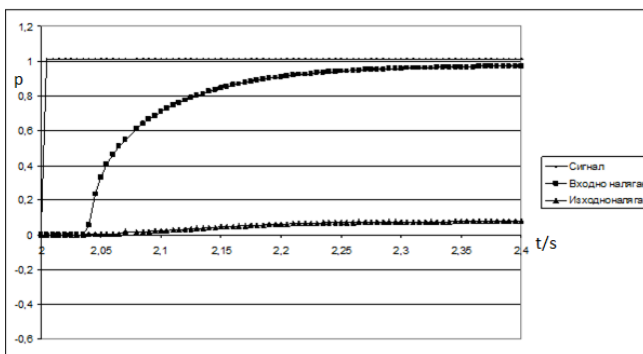


Експеримент

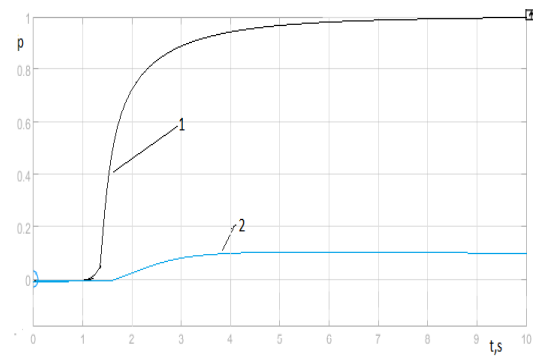


Симулация

Фиг. 3.16. б. Входно(1) и изходно(2) налягане при пневматична линия 5 m

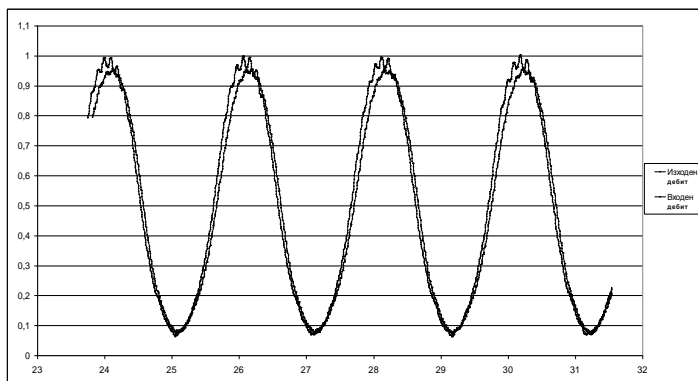


Експеримент

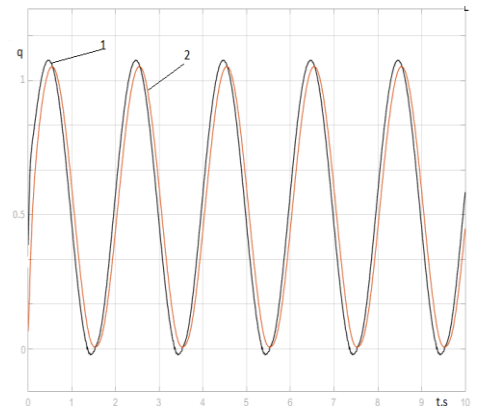


Симулация

Фиг. 3.16. в. Входно(1) и изходно(2) налягане при пневматична линия 10 m



Експеримент



Симулация

Фиг. 3.16. г. Входен(1) и изходен(2) дебит при пневматична линия 5 m и честота 0.5 Hz
Фиг. 3.16. Сравнение на преходни процеси на експерименталните резултати и симулационните модели

ИЗВОДИ:

Предложен е нов математичен модел на пневматични линии с отчитане на закъснението на сигнала по тяхната дължина, които е адекватен инструмент за

определяне на дебита и налягането при неустановени режими на работа на пневмосистемите.

С този математичен модел се получава масовия дебит през пневматичните линии при турбулентен режим на течението.

С помощта на анализ на Фурие е приложен нов подход при изследване на пневматичните линии, който е различен от досега описаните в литературата.

От изследването се установи че пневматичните линии имат нелинейни динамични характеристики, чистото закъснение (за дебита 0.05 до 0.08 s, 0.03 до 0.06 s за налягането)

и времето за преходните процеси (за дебита 0.15 до 0.40 s ,0.10 до 0.25 s за налягането) зависят от дължината на въздуховодите, налягането и дебита в тях, както и от честотата на изменението им.

С помощта на получените АЧХ и ФЧХ характеристики се определя критичната (срязващата) честота на пневматичните линии.

ГЛАВА IV

4 СЪЗДАВАНЕ НА МОДЕЛ НА ТРИЕНЕТО В ПНЕВМАТИЧНИ ПРЪТОВИ И БЕЗПРЪТОВИ ЦИЛИНДРИ ЧРЕЗ ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СЪОТВЕТНИТЕ СИЛИ

4.1 Създаване на методика за експериментално определяне на параметрите на силите от сухо триене и коефициента на вискозно триене в пневматични цилиндри

Пневматичните системи въдуха преминава през въздухоподготвителна група, която премахва влагата във въздуха и го омаслява. Триенето в пневматичния цилиндър е гранично триене.

Силата на сухо триене и коефициентът на вискозно триене се определят експериментално с помощта на методика изложена по-долу.

При определяне на параметрите на силата на триене в пневматичния цилиндър се приема, че триенето в силовия цилиндър включва вискозно и сухо триене, според приетите термини и дифиниции в [160]:

Сила триене:

$$F_t = F_L c_p + F_{sf}, \quad (4.1)$$

където: F_{sf} - сила от сухо триене; F_L - коефициент на вискозно триене; c_p - скорост на движение на пръта на пневматичния цилиндър.

$$c_p = \frac{dy}{dt}, \quad (4.2)$$

$$F_{sf} = \frac{\Delta y}{2} \eta, \quad (4.3)$$

$$\Delta y = y_1 - y_2 \quad (4.4)$$

където: y_1 - начална позиция на буталото на пнев. цилиндър при търгване; y_2 – крайна позиция на буталото при връщане; η - коравината на пружината фиг.4.2. (7)

След като се раздели разликата в стойностите на силата на триене и силата на сухо триене на скоростта c_p , се получава стойността на коефициента на вискозно триене:

$$F_L = \frac{1}{c_p} (\Delta p A_b - F_{sf}), \quad (4.5)$$

$$A_b = A_{b1} - A_{b2}, \quad (4.6)$$

При съставянето на линеен модел на пневматично задвижване сухото триене обикновено се пренебрегва и с цел по-добра адекватност на модела леко се завишава коефициентът на вискозно триене като се полага $F_L = F_{L_e}$

Според резултатите на експеримента може да се определи:

$$F_{L_e} = \frac{\Delta p_0 A_b}{c_p}, \quad (4.7)$$

4.2 Създаване на виртуален инструмент за обработка и запис на данни в реално време за експериментално изследване на силите от сухо триене в пневматичен цилиндър.

За нуждите на този експеримент се създава специален виртуален инструмент.

Виртуален инструмент (фиг. 4.1.), изпълняващ следната основна функция:

Прочитане на входните канали в следния ред:

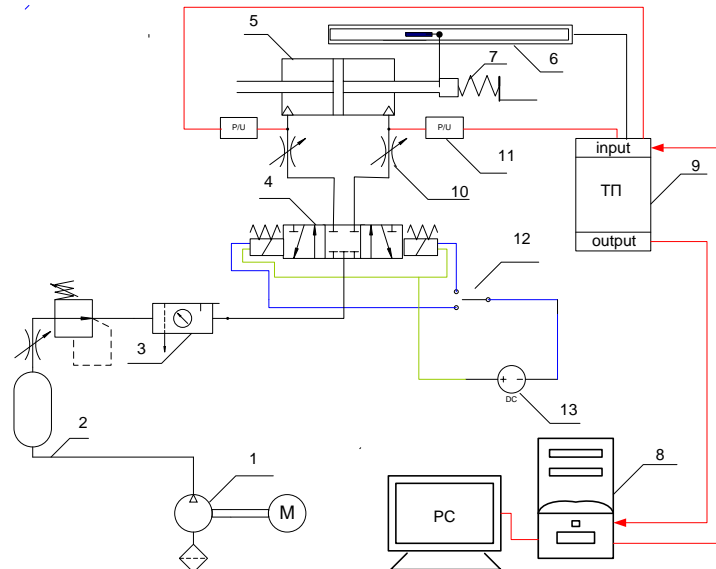
1. Измерване на налягането в лявата камера на цилиндъра.
2. Измерване на налягането в дясната камера на цилиндъра.
3. Измерване на преместването на пръта на пневматичния цилиндър.
4. Измерване на ускорение.



Фиг. 4.1. Потребителски интерфейс на разработения виртуален инструмент за експериментално определяне на силите от триене в пневматичен цилиндър

4.3 Експериментално определяне на параметрите на триене в пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът

За определянето на силата от сухо триене се оборудва експериментален пневматичен стенд, показан на фиг. 4.2.



Фиг. 4.2. Схема на стенд за изпитване силата на сухо триене в пневматичен цилиндър.

1 - компресор; 2 - ресивер; 3 - въздухоподготвителна група; 4 - пневматичен разпределител; 5 - пневматичен цилиндър; 6 - датчик за преместване; 7 - пружина; 8 - персонален компютър; 9 - измервателна система; 10 - пневматичен дросел; 11 - датчици за налягане; 12 - превключвател; 13 - захранващ блок 24 V.

Пневматичните елементи на експерименталният стенд (фиг. 4.2.) се състои от винтов компресор, въздухоподготвителна група (Camozzi mc 104 – d10; mc 104 – 100), пневматичен цилиндър (Camozzi 61M6P040A500-φ40 L=500) и разпределител (Camozzi 468-011-22).

Пневматичния цилиндър се натоварва с механична пружина (7). Коравината на пружината е определена експериментално - 10 N/mm.

Пневматичният разпределител (4) се управлява електромеханично с превключвател (12). Входното налягане се изменя при експеримента с помощта на редукиращ клапан (3). Създава се неголям пад на налягане (1, 2 и 3 bar), което придвижва буталото на определено разстояние. При това движение буталото не трябва да достига до упор. Към подвижните части на пневматичния цилиндър се подава налягане, което ще премести буталото му, след установяване на положението се измерва позицията y_1 - разпределителят се превключва в обратна посока, механичната пружина задвижва буталото назад до установяване. Измерва се новото положение на буталото y_2 . В резултат от действието на силата от сухо триене положенията y_1 и y_2 не съвпадат. Като се знае коравината на пружината $\eta=10$ N/mm не се отчита хистерезисни загоби в пружината, може да се определи силата от сухо триене.

Прави се серия от експерименти с промяна на пада на налягането в камерата на цилиндъра до достигане на положение на упор на пружината.

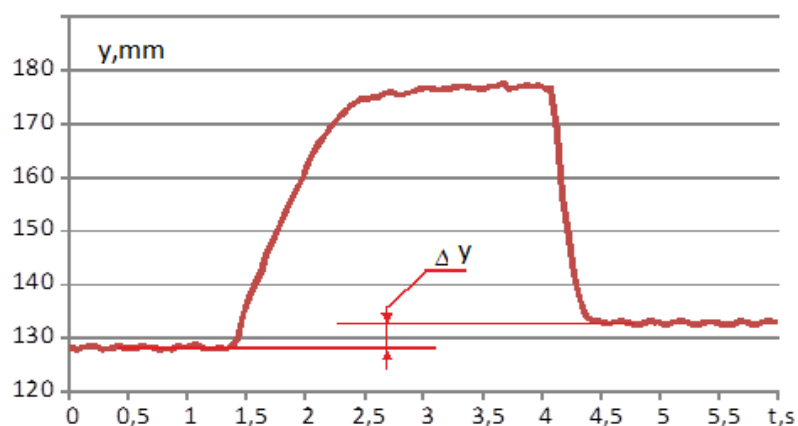
Експериментите започват с пад на налягане в камерите на пневмоцилиндъра от 1 bar. След това се променя със стъпка по 1 bar до достигане на упор на пружината. Получените експериментални резултати са показани в табл. 4.1.

Таблица 4.1 Опитни резултати

Пад на налягане, Pa	109000	203000	299000
F_{sf} [N]	18.81	20.55	21.42

Усреднената стойност $F_{sf} = 20.26$ N

На фиг. 4.3. е показано изменението на преместването на буталото на пневмоцилиндъра при промяна на захранващото налягане и разликата от началното и крайно положение $\Delta y = y_1 - y_2$. Времето на движение на пръта на пневматичния цилиндър е 3s. От графиката се вижда, че началното положение на тръгването на буталото y_1 и връщането му y_2 не съвпадат в една точка, което се дължи на силите от сухо триене.

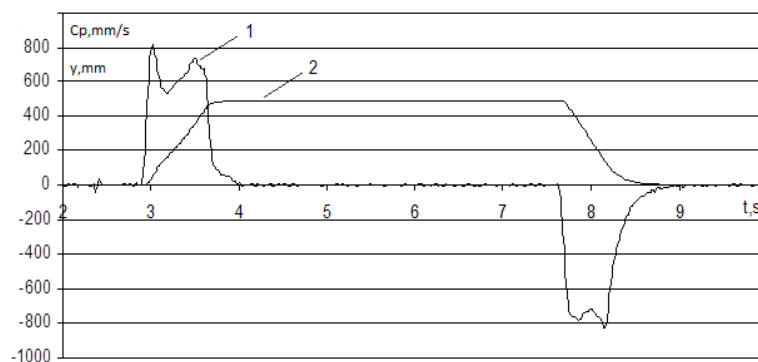


Фиг. 4.3. Преместване на пръта на пневматичния цилиндър

Като се променя налягането в камерите на пневматичното задвижване може да се проследи влиянието на силата на сухо триене върху средното ниво и разликата в наляганята в камерите. При определяне на коефициента на вискозно триене е необходимо на експерименталния стенд да се проведе експеримент за измерване на скоростта на празен ход на задвижвания цилиндър C_p . Величината C_p е скоростта на движение на буталото в установен режим и при липса на външно натоварване. Скоростта на празен ход е по-ниска от максималната работна скорост на задвижването поради наличието на триене.

При провеждането на експеримента пневматичното задвижване е без външен товар и се захранва със сгъстен въздух от компресора (1), разпределителят (4) е в едната посока и буталото се задвижва до упор, след което разпределителят се превключва в обратна посока “от упор до упор”. С помощта на автоматичната

система за запис на данни се регистрират налягането в камерите на силовия цилиндър и преместването на буталото. С последваща софтуерна обработка се получава и скоростта на движение на пръта на пневмоцилиндъра.



Фиг. 4.4. Експериментален преходен процес на движение на пръта на пневмоцилиндъра
1 - скорост; 2 - преместване на пръта.

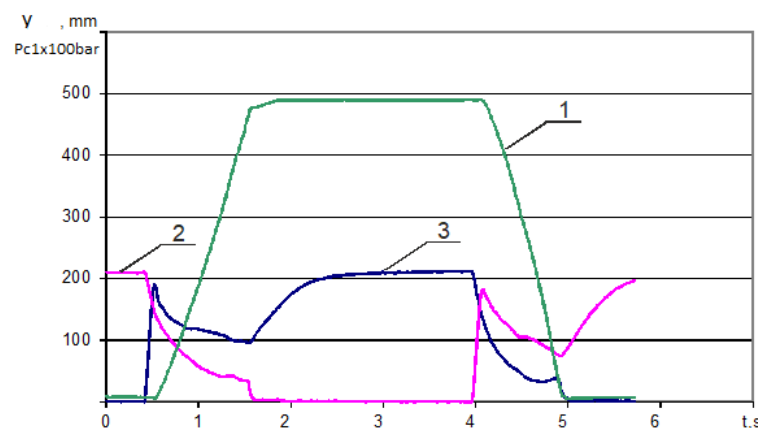
На фиг. 4.4. са показани експериментално снетите преместване и скорост на пневматичния цилиндър, а на фиг. 4.5. - експерименталните процеси на изменение на налягането в двете камери на пневматичния цилиндър и преместването на неговия прът.

При обработката на резултата от експеримента се определят в установено движение - пада на налягане Δp_0 и скоростта на празен ход C_p .

От резултатите на този експеримент се определя силата на триене

$$F_f = \Delta p A_b$$

На фиг. 4.5. е дадена фамилия от графики от експериментално изследване на силите на сухо триене в пневматичния цилиндър.



Фиг. 4.5. Експериментален преходен процес на движение на пръта на пневмоцилиндъра
1 - преместване на пръта; 2 и 3 - налягания в двете камери на цилиндъра

Цилиндърът се движи без товар в посока напред и посока назад от упор до упор. Времето на процеса е 5 s. Графиката показва и изменението на налягането в лявата и дясна камера на цилиндъра.

От резултатите от този експеримент се определя силата на триене:

Таблица 4.2 *Опитни резултати*

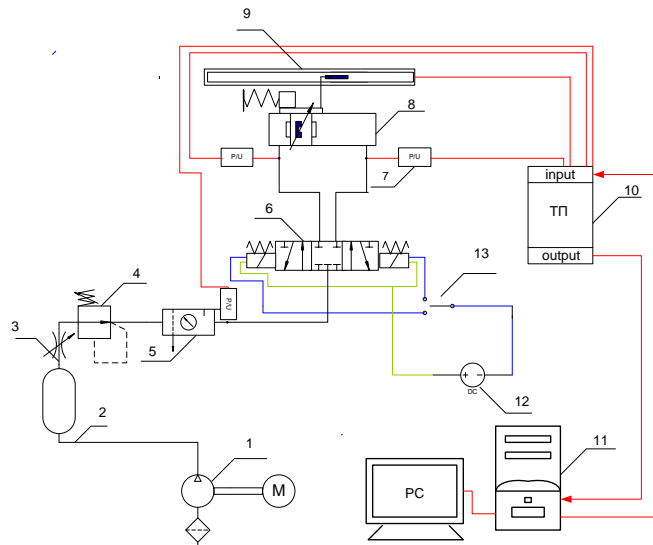
c_p	Δp_0	F_f	F_L
<i>mm/s</i>	<i>Pa</i>	<i>N</i>	<i>N s/m</i>
332.6	109000	115	0.288
553.6	203000	216	0.351
646	299000	317	0.443

Усреднената стойност на $F_L = 0.360 \text{ N s/m}$

4.4 Експериментално определяне на силите от сухо триене в пневматичен безпрътов цилиндър

Като спазваме методиката за експериментално определяне на силите от сухо триене изложена по-горе я прилагаме за пневматичен безпрътов цилиндър. Резултатите са представени графично на фиг. 4.8.

Пневматичен безпрътов цилиндър (Camozzi 52M2P32A1000)(8).



Фиг. 4.6. Схема на стенд за изпитване силата на сухо триене в пневматичен цилиндър.

1 - компресор; 2 - ресивер; 3 - спирателен каран; 4 - редукионен клапан; 5 - въздухоподготвителна група; 6 - пневматичен разпределител; 7 - датчик за налягане; 8 - пневматичен безпрътов цилиндър; 9 - датчик за преместване; 10 - терминална платка; 11 - персонален компютър; 12 - захранващ блок 24 V; 13 - превключвател.

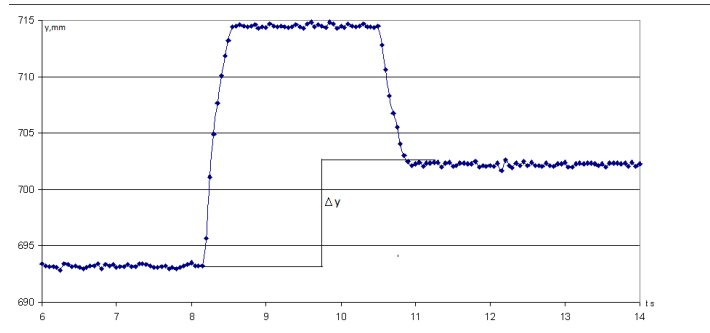
Експериментите започват с пад на налягане в камерите на пневмоцилиндъра от 2 bar. След това се променя със стъпка по 1 bar до достигане на упор на пружината. Получените експериментални резултати са показани в таблица 4.3

Таблица 4.3 *Опитни резултати*

Пад на налягане, P_a	200000	300000	400000	500000

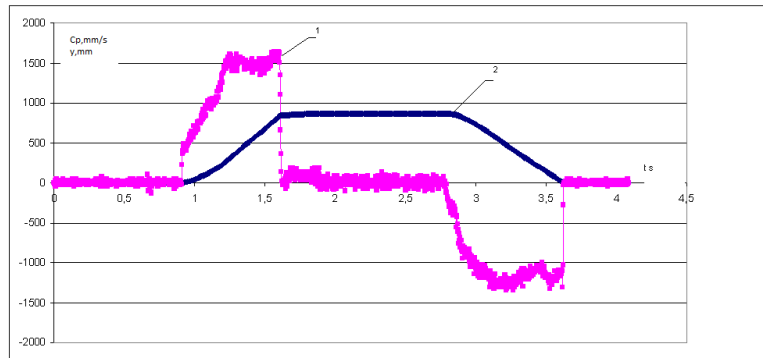
$S_{sf} [N]$	45,4	40.2	45.85	47.55
--------------	------	------	-------	-------

Усреднената стойност $S_{sf} = 44.75$



Фиг. 4.7. Преместване на безпрътовия пневмоцилиндър при налягане от 2 bar

На фиг. 4.8. е показано експериментално снетото преместване и скоростта на пневматичния цилиндър.



Фиг. 4.8. Експериментален процес на движение на пневмоцилиндъра
1 – скорост; 2 - преместване на пръта

При обработката на резултата от експеримента се определят участъците с установено движение и пад на налягане Δp_0 и скоростта на празен ход c_p . От резултатите на този експеримент се определя силата на триене

$$F_f = \Delta p_0 A_b$$

Таблица 4.4. Опитни резултати

c_p	Δp_0	F_f	F_L
mm/s	Pa	N	Ns/m
185.5	20000	160	0.617
205.2	30000	240	0.973
410.7	40000	320	0.667
451.2	50000	400	0.781

Усреднената стойност на $F_L = 0.759 \text{ Ns/m}$

ИЗВОДИ:

Създадените методики за опитно определяне на силите на сухо триене и на коефициента на вискозно триене на пневматичните цилиндри, потвърждават, че те зависят от работното налягане и скоростта на движение.

От изследването се установи, че силата на триене при пневматичните цилиндри с бутален прът се изменя в границите от 115 до 317 N, а при безпрътовите в границите от 160 до 400 N; коефициент на вискозно триене за цилиндри с двустранен прът се изменя в границите от 0.288 до 0.443 Ns/m, а за безпрътови в границите от 0.617 до 0.781 Ns/m.

Получените резултати са важни защото се използват при симулирането на динамичните процеси при електропневматичните системи, приложен е нов подход за експериментално определяне на силите, от сухо триене, и е използвана автоматизирана измервателна система за събиране и обработка на данни и изчислителен виртуален инструмент.

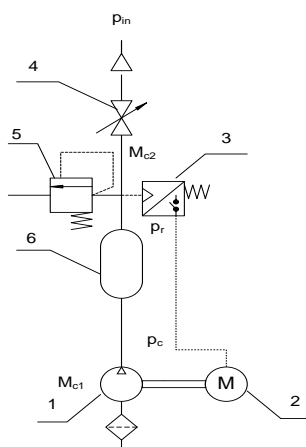
ГЛАВА V

5 СЪЗДАВАНЕ НА МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА С ОТЧИТАНЕ НА ДЪЛЖИНАТА НА ПНЕВМАТИЧНИ ЛИНИИ И СИМУЛИРАНЕ НА ДИНАМИКАТА НА ПРОЦЕСИТЕ В СИСТЕМАТА

Основните елементи на системата включват: винтов компресор, ресивер; пропорционален разпределител, пневматични линии, пневматични цилиндри.

Математичен модел отчита изменението на налягането в компресора и ресивера, затихването на амплитудата в свързващите линии, динамиката на пропорционалния разпределител, силите от триенето в пневматичния цилиндър и неактивния обем в края на хода (денпфериране) на буталото.

5.1 Математичен модел на захранващия агрегат



Фиг. 5.1. Захранващ пневматичен агрегат

1- винтов компресор; 2 - електродвигател; 3 - реле за налягане; 4 - спирателен кран; 5 - предпазен клапан; 6 - ресивер.

5.1.1 Двувинтов компресор

На фиг. 5.1. е показана схемата на двувинтов компресор със съответните означения.

Масовият теоретичен дебит M_t на винтов компресор се определя:

$$M_t = \left[\rho \left(\frac{\pi}{4} (d_v^2 - d_i^2) t_v \frac{\omega}{2\pi} \right) \right] \quad (5.1)$$

За осигуряване на херметичност между смукателната и нагнетателната страна на винтовия компресор е необходимо минималната дължина на винтовете L_{\min} да бъде:

$$L_{\min} \geq (1,2 - 1,3) t_v$$

Действителният масов дебит се определя:

$$M = M_t \vartheta, \quad (5.2)$$

$\vartheta = (0,8 - 0,9)$ - коефициент на напълване.

5.1.2 Математичен модел на ресивера

Приема се, че ресивера е пневматична камера с турбулентни дросели.

Времеконстанта на ресивера:

$$T_c \frac{dp_r}{dt} = M_{c1} - M_{c2} \quad (5.3)$$

За постъпващия масов дебит M_{c1} от компресора към ресивера се използва уравнение (5.1).

За стойността на постъпващия масов дебит M_{c2} към системата (изход на ресивера) се използва:

$$M_{c2} = \rho \varepsilon f \varphi c_r = \mu_2 p_r A_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT_{air}} \left[\left(\frac{p_{in}}{p_r} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_r}{p_{in}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5.4)$$

където: p_{in} - налягане към системата (разпределителя); p_r - налягане в ресивера; k - показател на адиатаба; μ_2 - коефициент на дебита на дросела; f_2 - напречно сечение на дросела.

5.1.3 Уравнението на релето за налягане в компресора е във вида:

$$M_{c1} = \begin{cases} 0 & p_c > 8.2 \\ 0 & 6.2 \leq p_c \leq 8.2 \quad \frac{dp_c}{dt} < 0 \\ 1 & p_c < 6.2 \\ 1 & 6.2 \leq p_c \leq 8.2 \quad \frac{dp_c}{dt} > 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

Стойностите в уравнение (5.5) са в барове (bar).

5.2 Уравнение на електронния PID регулатор:

$$U = k_k \left(\Delta U + \frac{1}{T_I} \int_0^t \Delta U dt + T_D \frac{d\Delta U}{dt} \right) \quad (5.6)$$

5.3 Уравнение на електромеханичния преобразувател:

$$T_u \frac{di}{dt} + I = k_u U \quad (5.7)$$

където: T_u ; k_u - времеконстанта и коефициент на усилване на ел. мех. преобразувател; I - големина на ток във веригата на ел. мех. преобразувател; U - изходно напрежение на регулатора;

5.4 Уравнение на преместването на плунжера на пропорционалния разпределител:

$$T_v^2 \frac{d^2 x_s}{dt^2} + 2\xi_v T_v \frac{dx}{dt} + x_s = k_I I \quad (5.8)$$

където: T_v ; ξ_v ; k_I - времеконстанта, коефициент на демпфериране и коефициент на усилване на разпределителя; I - големина на ток във веригата на ел. мех. преобразувател; U - изходно напрежение на регулатора; x_s - преместване на плунжера.

5.5 Уравнение на сумиращото устройство:

$$\Delta U = U_3 - U_{OB} \quad (5.9)$$

където: ΔU - входно напрежение; U_3 - задаващо напрежение; U_{OB} - напрежение на обратната връзка.

5.6 Уравнение на обратната връзка:

$$U_{OB} = k_{OB} y \quad (5.10)$$

5.7 Уравнението за движение на буталото на пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът се изразява като:

$$m_t \frac{d^2 y}{dt^2} + \beta_c \frac{dy}{dt} + F_t = (p_{c1} - p_{c2}) A_b - p_{at} A_b \quad (5.11)$$

където: p_{at} - атмосферно налягане; A_b - площ на буталото на пневматичния цилиндър; p_{c1} - налягане в лявата камера на пнев. цилиндър; p_{c2} - налягане в дясната камера на пнев. цилиндър; F_t - сила на сухо триене; β_c - коефициент на вискозно триене; m_t - маса на товара.

За определяне на масовия дебит, постъпващ в лявата страна на пневматичния цилиндър, се изхожда от уравнението за състоянието на газа (приема се, че движението на буталото на цилиндъра е в направление „надясно“):

$$p_{c1}W_{1H} = m_1RT_{air} \quad (5.12)$$

Ако се приеме, че при движението на буталото на цилиндъра температурата се променя незначително $T \approx const$ и тъй като:

$$W_b = W_{1H} + A_b y, \quad (5.13)$$

след диференциране по време на уравнението (5.12) се получава:

$$(W_{1H} + A_b y) \frac{dp_{c1}}{dt} + p_{c1} A_b \frac{dy}{dt} = RT_{air} \frac{dm_1}{dt} \quad (5.14)$$

Като се има предвид, че $\frac{dm_1}{dt} = M_{b1}$, масовият дебит M_{b1} , постъпващ в пневматичния цилиндър, се представя чрез уравнението:

$$M_{b1} = \frac{1}{RT_{air}} \left[(W_{1H} + A_b y) \frac{dp_{c1}}{dt} + p_{c1} A_b \frac{dy}{dt} \right] \quad (5.15)$$

където:

p_{c1} - налягане в лявата камера на пнев. цилиндър; W_{1H} - начален обем на газа в цилиндъра; y - преместване на буталния прът; R - газова константа на въздуха.

5.8 Масовият дебит M_{b2} , напускащ дясната страна на пневматичния цилиндър, се получава с уравнението:

$$M_{b2} = \frac{1}{RT_{air}} \left[(W_{1H} - A_b y) \frac{dp_{c2}}{dt} + p_{c2} A_b \frac{dy}{dt} \right], \quad (5.16)$$

където:

p_{c2} - налягане в дясната камера на пнев. цилиндър; W_{1H} - начален обем на газа в цилиндъра; y - преместване на буталния прът; R - газова константа на въздуха; T_{air}

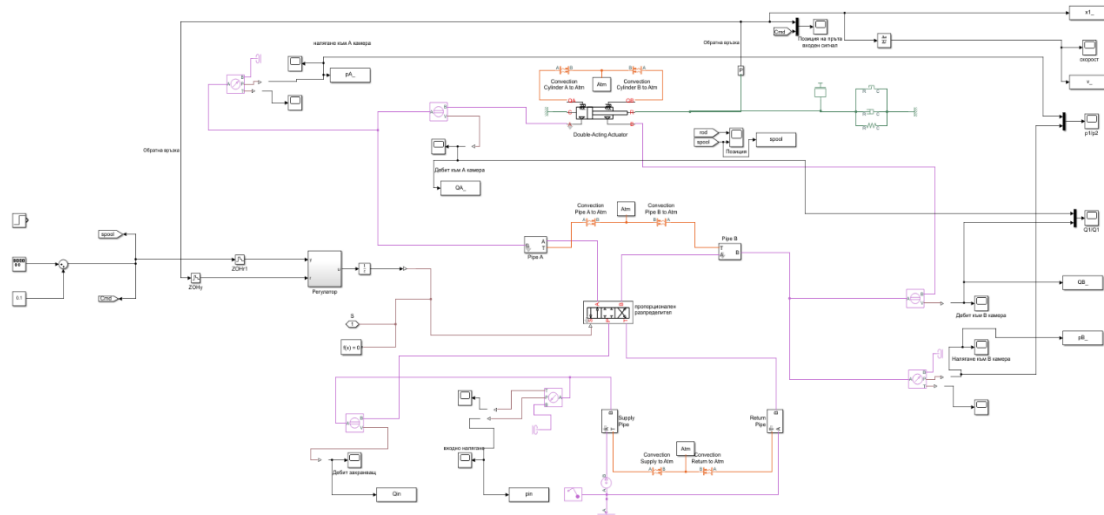
- температура на въздуха. $T_2 \approx T_1 = T$,

5.9 Моделиране и симулиране на електропневматичната позиционираща система с отчитане на дължината на пневматичните линии

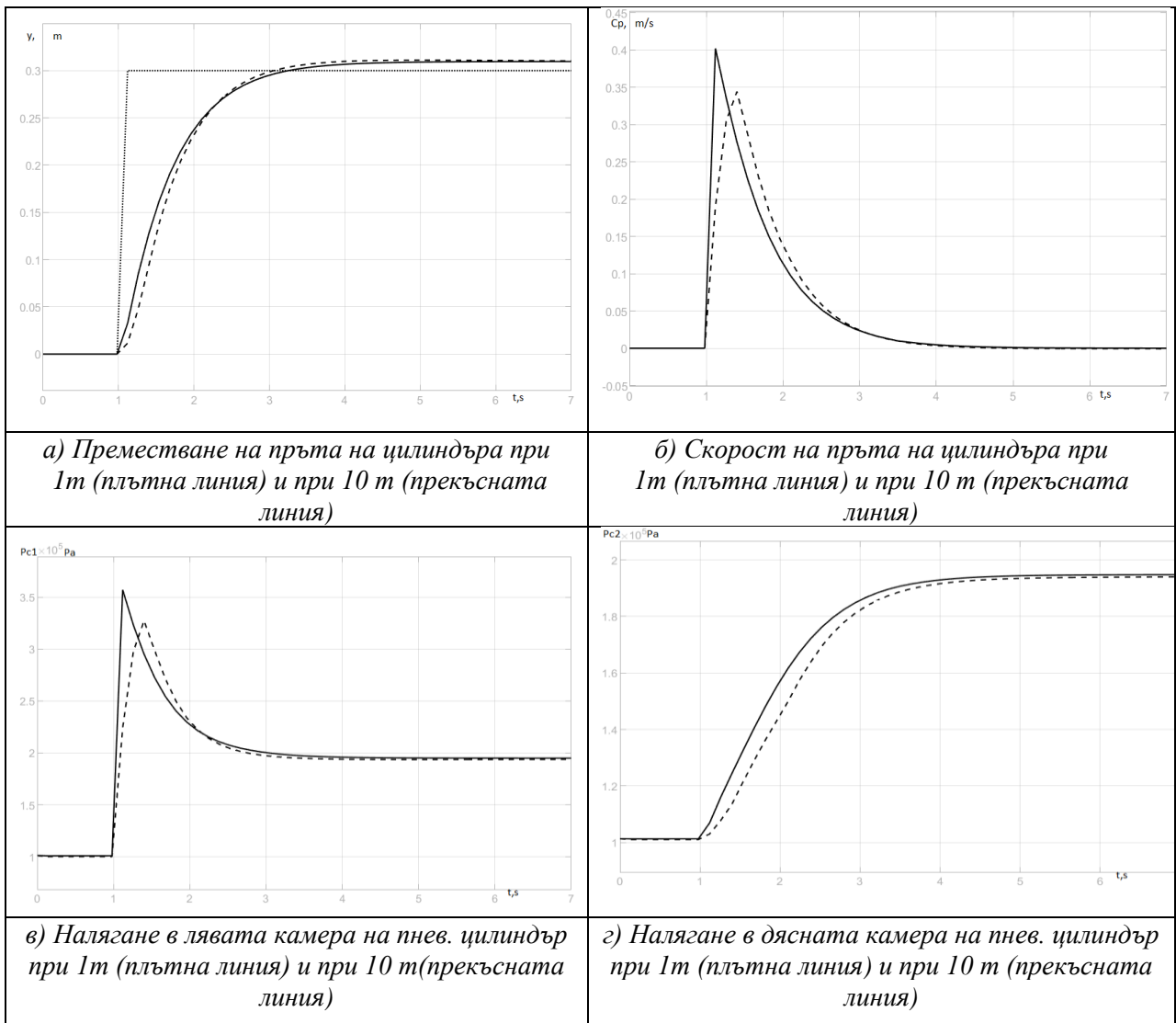
Математичен модел изложен в настоящия труд, е симулиран на програмата “MatLab2019”, като симулационният модел е показан на фиг. 5.3.

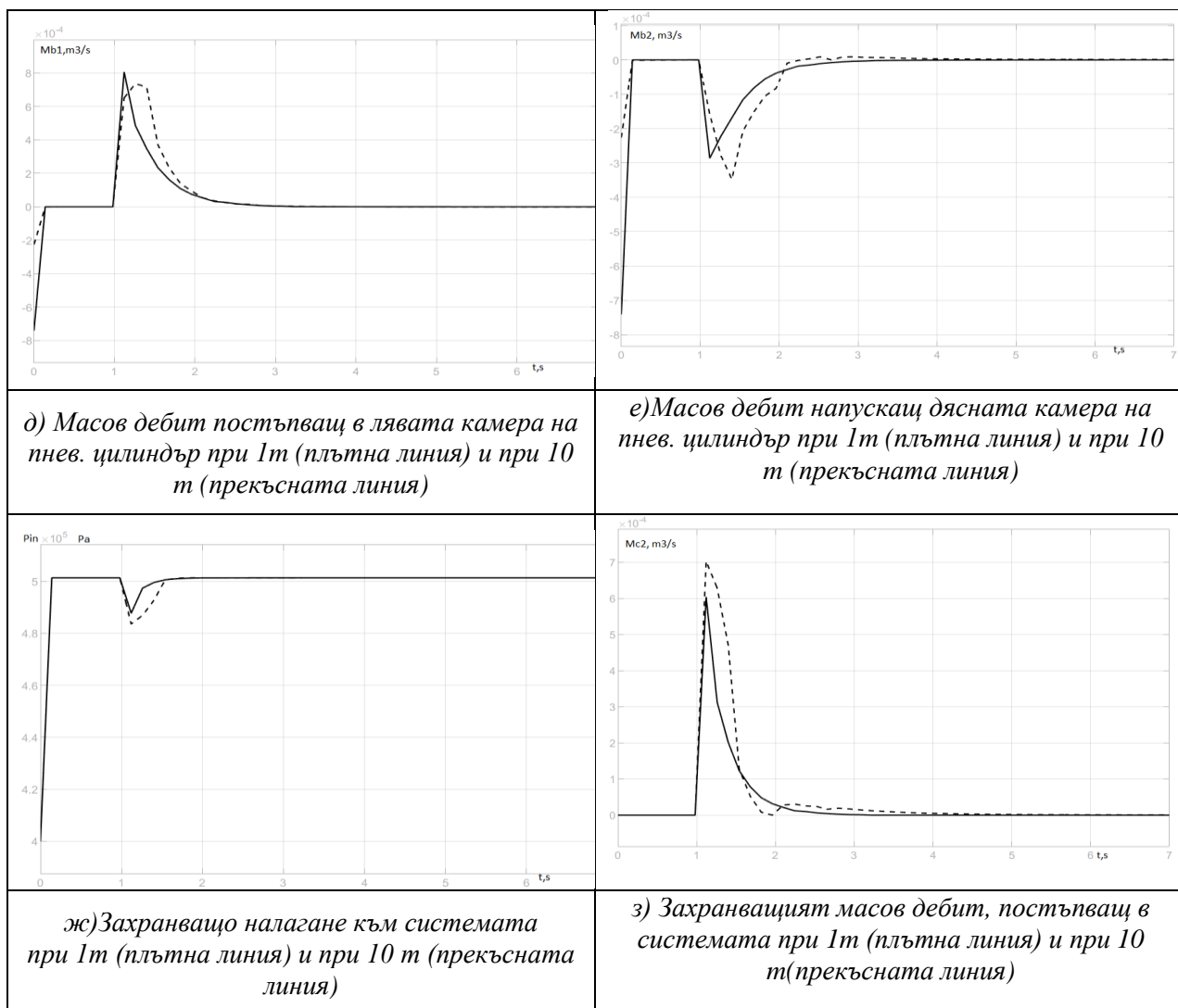
Моделите на наляганята (захранващото и към камерите на цилиндъра) и дебитите (захранващият и към камерите на цилиндъра) през пневматичната система са аналогични на по-горе изложените на фиг. 5.10. и фиг. 5.11.

Резултатите от извършената компютърна симулация са показани по-долу фиг.5.12.



Фиг. 5.3. Симуляционен модел на електропневматична позиционираща система с промяна на дължината на пневматичните линии





Фиг 5.12. Преходни процеси при стъпаловидно въздействие и при дължина на пневматичните линии - 1 m и 10 m.

Фиг. 5.8. показва настройки на PID регулатора, които са получени след прилагане на процедура за параметрична оптимизация при еталонен процес апериодично звено от първи ред. Графиките фиг.5.12. показват изменението на основните наблюдавани величини - преместването и скоростта на пръта на пневматичния цилиндър, налягане от двете страни на буталото на пневматичния цилиндър, дебита от двете страни на буталото на пневматичния цилиндър, входящото налягане в пневматичната система и входящия дебит.

Входното въздействие се изменя еднакво стъпаловидно на входната задаваща величина, която е електрическо напрежение. Променливите са показани в действителни стойности. Стойността на входния сигнал е в рамките на работния ход на пневматичния цилиндър. При сравнение на симулациите, при различна дължина на пневматичните линии, от разликите във величините точно се вижда, че при всички преходни процеси дължината на пневматичните линии от 1m и 10 m оказва съществено отклонение в параметрите на електропневматичната позиционираща система. По-дългите пневматични линии оказват влияние върху динамиката на системата по отношение на време-закъснението и затихването на

амплитудата.

ИЗВОДИ:

Предложеният математичен модел на електропневматична позиционираща система с отчитане на закъснението сигнала в пневматичните линии е адекватен инструмент за определяне на дебита и налягането при неустановени режими на работа на пневмосистемите.

От създадения симулационен модел е възможно симулиране на динамичните процесите в електропневматична позиционираща система.

Проведени са симулация на математичния модел в програмна среда върху “MatLab 2019”, разработени са модели на захранващия агрегат, пропорционалният разпределител, пневматичните линии, пневматичния цилиндър, PID регулатора.

Симулирани са преходни процеси в електропневматична позиционираща система при различни дължини на линии със стъпаловидно изменение на входната задаваща величина.

Направени са верификация на получените експериментални и симулационни модели и изводи за влиянието на дължината на пневматичните линии върху динамиката на електропневматичната позиционираща система.

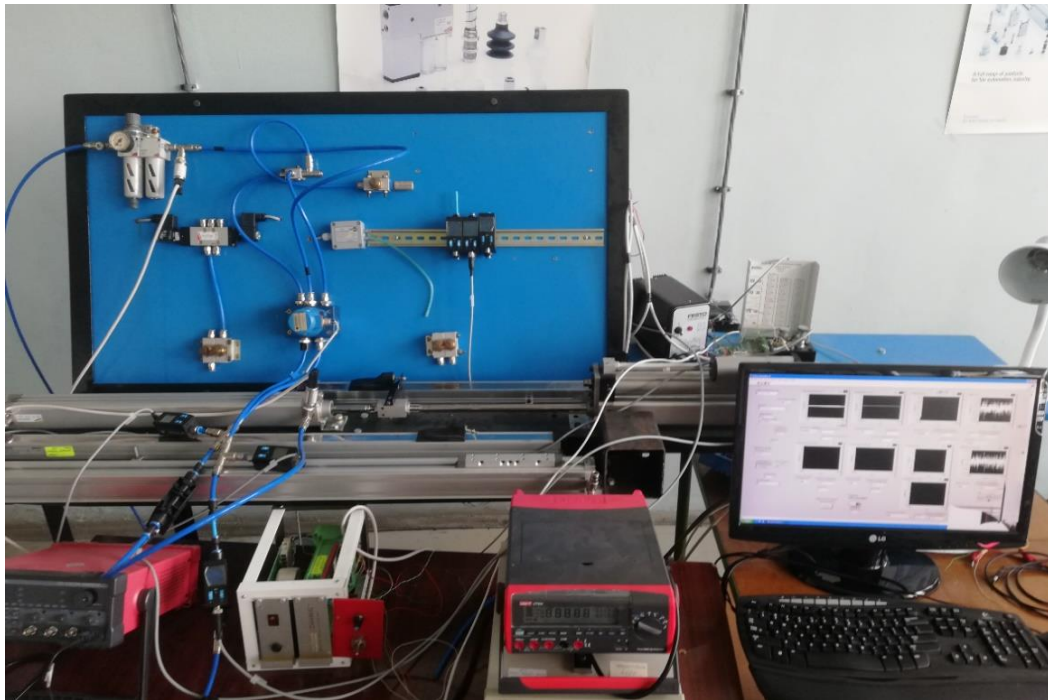
ГЛАВА VI

6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИ ПРОЦЕСИ В ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА

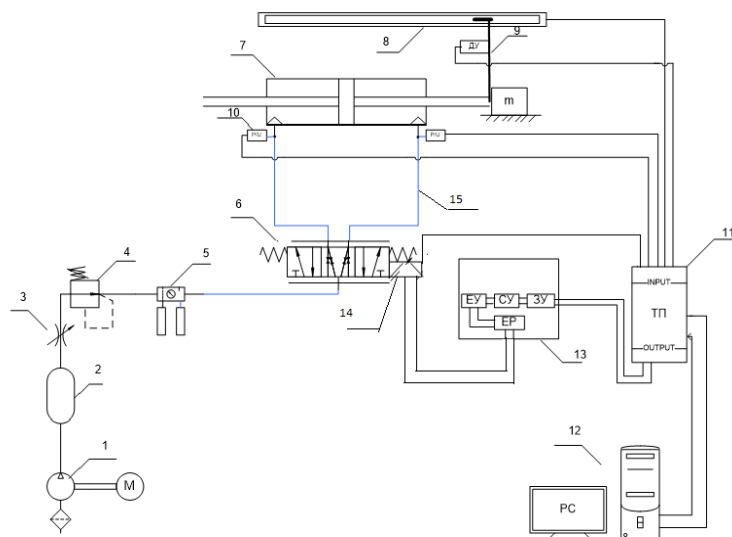
6.1 Описание на работния стенд.

За изследването на електропневматична позиционираща система е конструиран и разработен лабораторен стенд, схемата е показана на фиг. 6.1. Стендът позволява експериментално да се изследват динамичните процеси в електропневматична система. Върху него могат да се заснемат динамични характеристики на позиционираща система при различни по характер входни въздействия и различен тип натоварващи сили. Има възможност да се моделира за различни по характер експерименти на пневматични елементи (пропорционален разпределител) и др., да се изследва влиянието на дължината на пневматичните линии, да се определят триещите сили в пневматични цилиндри.

Управлението на експерименталния процес, събирането и обработката на данни и архивирането им се извършва автоматично от персонален компютър и съответната интерфейсна платка за целта на експеримента използва специализиран софтуер управляващ процесите на експеримента. Софтуерът „LabView“ е модерен продукт с възможност за неограничени измервания и обработка на данни в реално време.



Фиг .6.1. а) Експериментален стенд за изследване на електропневматична позиционираща система



Фиг .6.1. б) Схема на експерименталният стенд

1 - компресор; 2 - ресивер; 3 - спирателен каран; 4 - редуционен клапан; 5 - въздухоподготвителна група; 6 – пневматичен пропорционален разпределител; 7 - пневматичен цилиндър; 8 - датчик за преместване; 9 - датчик за ускорение; 10 – преобразовател на налягане; 11 - терминална платка; 12 - персонален компютър; 13 - блок (електронен регулатор); 14- бобина на пропорционален разпределител; 15- пневматични линии

Елементи на пневматичния стенд	Модел/Производител
Компресор	"Fini" TYPE-E.C.ROTAR MICRO SE3-08-200F(325 L/MIN)
Въздухоподготвителна група	Camozzi MC 104 – D10

<i>Пропорционален разпределител</i>	<i>„Shneider-Kreuznach“ Модел PVM065-030-1101-0A</i>
<i>Пневматичен разпределител</i>	<i>Camozzi 468-011-22</i>
<i>Блок (Електронен регулатор)</i>	<i>„Shneider-Kreuznach“</i>
<i>Пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът</i>	<i>Camozzi 61M6P040A500- φ 40 L=500</i>
<i>Безпрътов пневматичен цилиндър</i>	<i>Camozzi 52M2P32A1000</i>
<i>Потенциометричен датчик за преместване</i>	<i>LSOB-500-K0005 Megauto</i>
<i>Датчик за налягане (преобразувател)</i>	<i>“Festo”SDE1-D10-G2-W18-C-PIM-8W</i>
<i>Датчик за дебит (преобразувател)</i>	<i>“Festo”SFAB-600U-HQ10-2SA-M12 “Festo”SFAB-10U-HQ6-2SA-M12</i>
<i>Захранващи блокове 0-24V</i>	<i>“Festo”</i>
<i>Датчик за ускорение (преобразувател)</i>	<i>3D MEMS акселерометър</i>

6.2 Методика за експериментални изследвания на динамичните процеси в електропневматичната позиционираща система с отчитане на дължината на пневматичните линии

Цел на измерването

Да се заснемат в реално време динамични процеси (ПРЕХОДНИ И ЧЕСТОТНИ) на изменение на основните параметри на електропневматична позиционираща система при различни дължини на пневматичните линии с отчитане на закъснението на сигнала в тях.

Общи положения

Разработен е експериментален стенд на база на методика на експериментално изследване. Измерването и записването на резултатите е автоматично, управлявано от персонален компютър. Данните се записват във вид на текстови файлове, които съдържат данни в колони. Поради тяхната голяма дължина по-удобно е данните да се визуализират в графичен вид. Графиките обединяват резултатите от измерването на всички променливи във функция от времето.

Виртуален инструмент

За целите на експеримента е разработен виртуален инструмент, изпълняващ следните основни функции:

Прочитане на входните канали в следния ред

- Ускорение по оста на движение, съвпадаща с оста на буталото.;
- Стойност на управляващото напрежение входен сигнал;
- Измерване на налягането в лявата камера на цилиндъра;
- Измерване на налягането в дясната камера на цилиндъра;
- Измерване на напрежението на бобината на разпределителя;
- Измерване на преместването;
- Измерване на дебита.

6.4. Експериментално изследване на честотните характеристики на електропневматична позиционираща система с безпрътов пневматичен цилиндър

Ред на провеждане на експеримента

1. Към електропневматичната система от сигнал генератора се подава синусоиден входен сигнал с различни амплитуди - 1, 1.3 и 1.6 V. С помощта на виртуалния инструмент се записват изменението на входния сигнал и преместването на пневматичния безпрътов цилиндър. Наблюдават се на екрана опитните резултати, преобразувани от цифров в графичен вид от входните сигнали, както и задаващите изходни сигнали.

2. След края на записа системата се връща в изходно положение.

Експериментът се повтаря толкова пъти, колкото е необходимо, за да се избегне грешка.

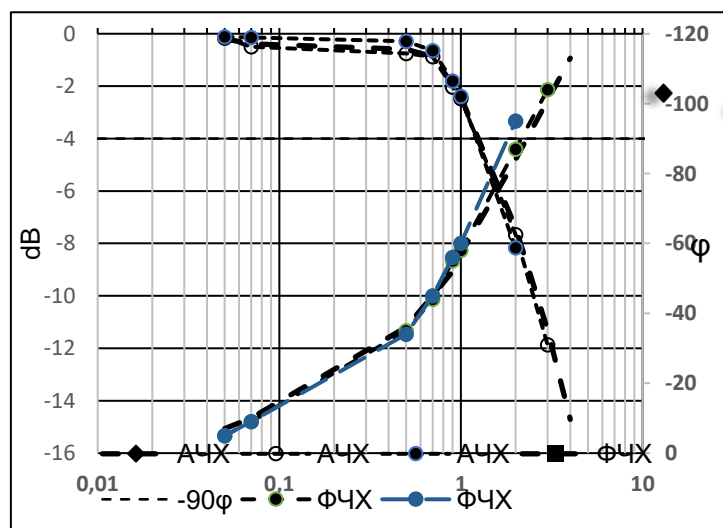
Брой на наблюденията

За конкретни условия са направени по три измервания при различна амплитуда на входния сигнал - напрежения 1, 1.3 и 1.6 V. Резултатите от измерванията са усреднени.

Амплитудочестотни характеристики (АЧХ) и Фазочестотни характеристики (ФЧХ) са показани на фиг. 6.7.

Експериментални резултати:

От направените експериментални изследвания са получени честотни характеристики на електропневматичната система при различни по амплитуда входни сигнали. Получените характеристики потвърждават нелинейния характер на системата, като честотните характеристики са различни при различните по амплитуда входни въздействия.



Фиг. 6.7. АЧХ и ФЧХ на система с безпрътов цилиндър при амплитуди на входния сигнал 1, 1.3 и 1.6V

От представените характеристики може да се определи критичната (срязващата) честота на пневматичната позиционираща системата с безпрътов пневматичен цилиндър, която при различните входни сигнали е от 2 Hz, определена от ФЧХ при -90° .

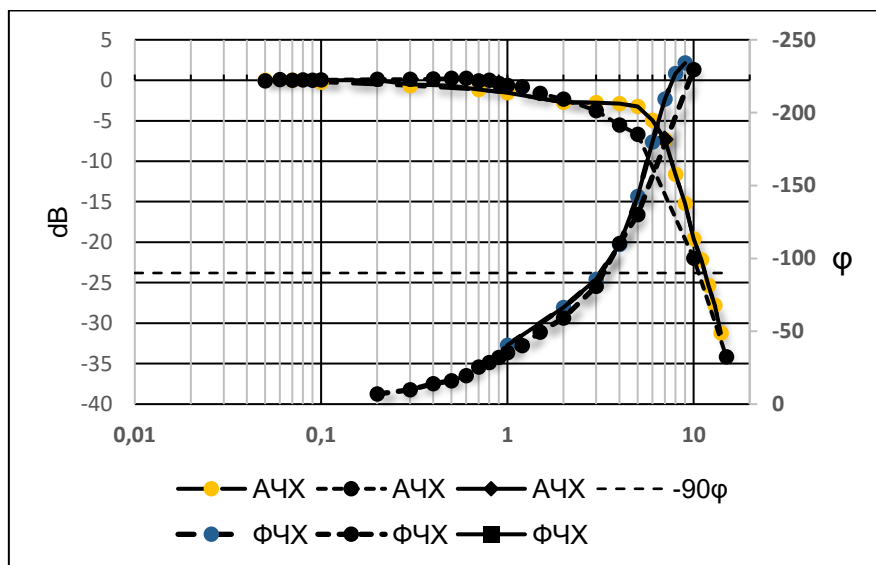
Известно е, че при безпрътовите пневматични цилиндри силите на триене са по-големи в сравнение с класическите бутални цилиндри. В следствие на това се влошават динамичните свойства, като това определя и по-ниската критична честота на цялата система.

6.5. Експериментално изследване на честотните характеристики на електропневматична позиционираща система с пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът

Експериментът се извърша по същата последователност и аналогично като: виж т. 6.3.4

Резултати от експерименти

От направените експериментални изследвания са получени честотни характеристики на електропневматичната система при различни по амплитуда входни сигнали. Получените характеристики потвърждават нелинейния характер на системата, като честотните характеристики са различни при различните по амплитуда входни въздействия.



Фиг. 6.8. Амплитудни характеристики и фазочестотни характеристики при 0.3, 0.5 и 1 V на системата с пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът

От представените характеристики може да се определи критичната (срязващата) честота на пневматичната позиционираща системата с пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът, която при различните входни сигнали е 3 Hz, определена от ФЧХ при -90° –фиг. 6.8.

В Глава IV експериментално е доказано, че силите от сухо триене в безпрътовия пневматични цилиндри са по-големи в сравнение с класическите бутални цилиндри. В следствие на това се влошават динамичните свойства, при големи амплитуди на входния сигнал се проявяват нелинейните свойства, в следствие на което критичната честота достига до 2 Hz – фиг.6.7. От експерименталните данни за пневматична позиционираща система с пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът критичната честота е 3 Hz, което доказва по-добрите свойства в динамичен режим на системата.

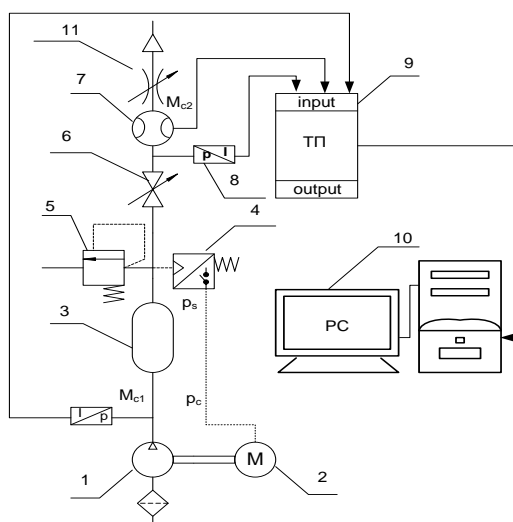
Предимствата на безпрътовия пневматичен цилиндър е, че неговата конструкция заема по-малко място за вграждане в сравнение с цилиндър с двустранно изнесен прът, който изисква два пъти по-големи разстояния за еднакви работни ходове в индустриалните системи.

6.6. Динамични процеси в пневматичен захранващ агрегат с винтов компресор и ресивер

За да е адекватен математичният модел, описващ динамиката на системата, е необходимо да се отчита и динамиката на пневматичния захранващ агрегат. В разработените до момента математични модели на подобни системи се приема, че захранващото налягане остава постоянно и не се променя в динамичен режим, което противоречи на резултатите от експерименталните изследвания.

В системата е използван агрегат с винтов компресор “Fini” TYPE E. C. ROTAR MICRO SE3-08-200F (40L/MIN 325,00); CFM 11.48. В тялото на компресора са поместени два винта, които са с циклоидално зацепване. Тези компресори се използват предимно за работни налягания 0.7 - 0.8 MPa. Ресиверът е цилиндричен, с обем 200 l.

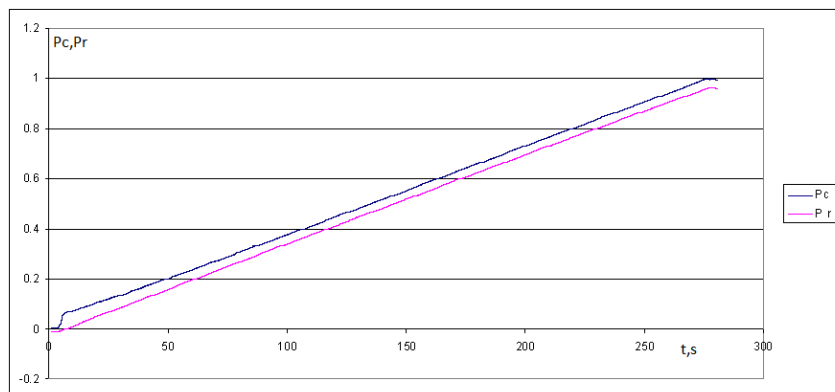
Ред на провеждане на експеримента



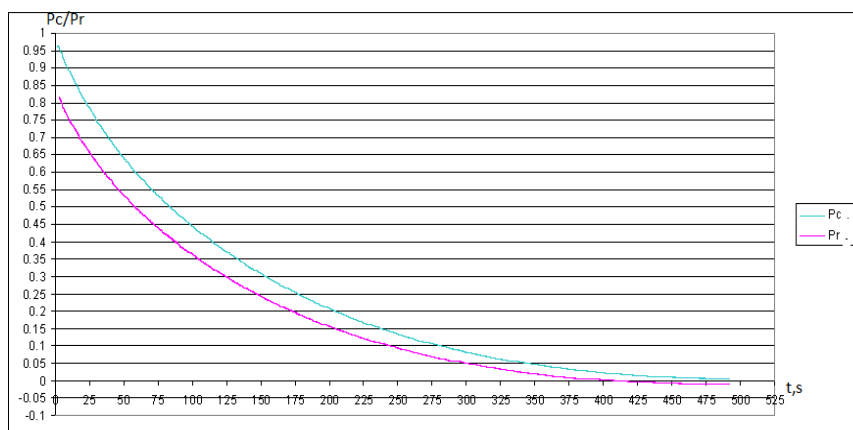
Фиг. 6.9. Схема на експерименталната система на винтовия компресор и ресивера
 1 - винтов компресор; 2 - електродвигател; 3 - ресивер; 4 - реле за налягане; 5 - предпазен клапан; 6 - спирателен кран; 7 – дебитомер; 8 - преобразувател на налягане; 9 - терминална платка; 10 – PC; 11 - регулируем дросел

Показани са две експериментални криви фиг. 6.10. на безразмерни преходни процеси на винтовия компресор p_c и ресивера p_r по време на запълване на ресивера като глуха камера.

Измерва се подаваното налягане от компресора p_c и налягането в ресивера p_r , записват се резултатите до задействането на релето за налягане при 8.2 bar за време 280 s.



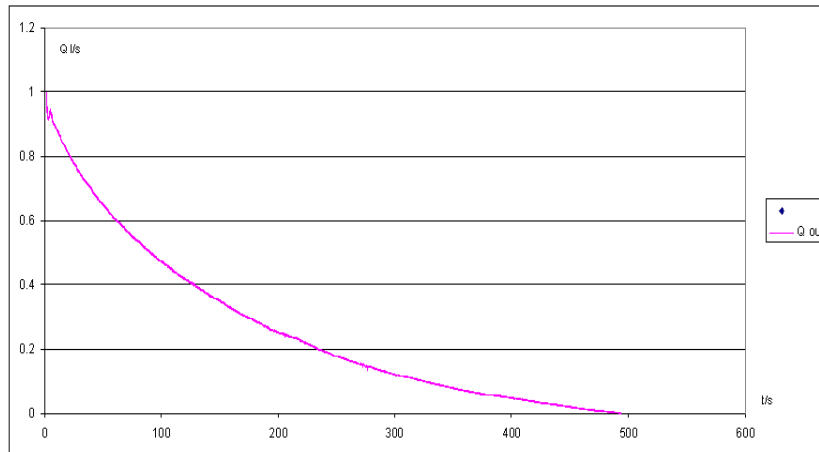
Фиг. 6.10. Изменение на налягането при запълване на ресивера



Фиг. 6.11. Изменение на налягането при изпразване на ресивера

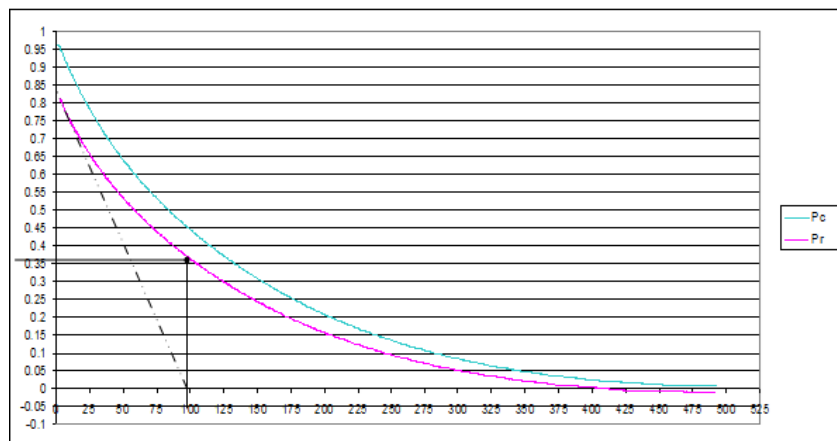
На фиг. 6.11. са показани безразмерни преходни процеси на налягането по време на изпразване на ресивера като глуха камера за 490s

Изключва се захранването на електродвигателя на компресора, стартира се нов запис, отваря се дросел (11) на ресивера, записват се сигналът от налягане p_r и изтичащия дебит M_{c2} . Времето константата на ресивера се определя от отсечката на допирателната по оста t , прекарана към преходната характеристика в точката $t = 0$, или представлява времето, което отношението p_c / p_r се променя с 63% от пълния диапазон на неговото изменение.



Фиг. 6.12. Изменение на дебита при изпразване на ресивера

Времето за изпразване на ресивера е 500 s при отворен пневматичен дросел.



Фиг. 6.13. Определяне на времеконстантата на ресивера

От фиг. 6.13 се вижда, че стойността на времеконстантата е 98 - 100 s.

Чрез проведения експеримент е определена времеконстантата на ресивера, която трудно може да се определи теоретично. По този начин се верифицира математичният модел на пневматичния хранващ агрегат, който ще се използва при пълното описание на динамичните процеси в пневматични задвижващи системи.

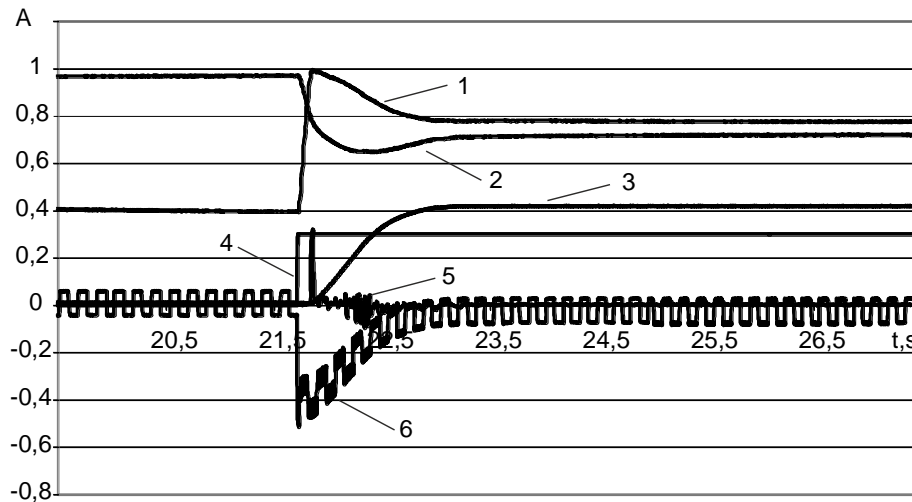
6.6.1. Експериментално изследване на преходни процеси в електропневматична позиционираща система

Опитни резултати

При подаване на единични степенчато входно въздействие към системата се получават следните резултати:

Експериментални преходни процеси в електропневматичната система с PID и обратна връзка и степенчато входно въздействие.

Фигурата 6.14. показва експериментално снетите преходни процеси при степенчато входно въздействие на затворена електропневматична система, т. е. с включен датчик за обратна връзка. Към системата е включен и PID регулатор, чиято настройка е произволна.



Фиг. 6.14. Опитни резултати на преходни процеси на електропневматична позиционираща система

1 - налягане в дясната камера на пневматичния цилиндър; 2 - налягане в лявата камера на пневматичния цилиндър; 3 - преместване на пръта на цилиндъра; 4 - управляващо напрежение; 5 - ускорение на пръта на цилиндъра; 6 - напрежение на намотката на пропорционалния разпределител

При преходния процес не се наблюдават пререгулиране или колебания, които да са нежелани за работата на системата.

6.6.2. Експериментално изследване на влиянието на дължината на пневматичните линии върху електропневматичната позиционираща система

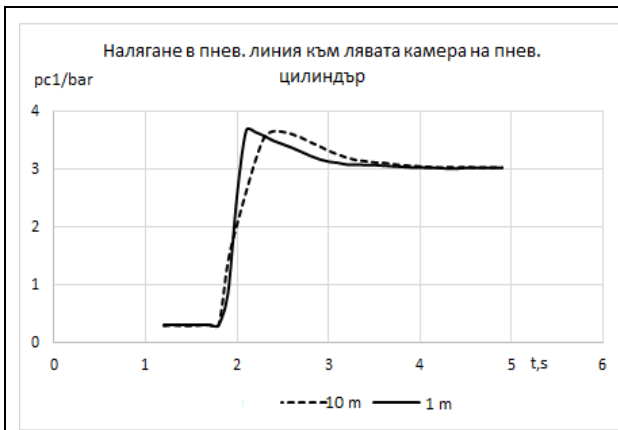
Експерименталното изследване се извършва на стенд (фиг. 6.1.). Редът на провеждане на експеримента е аналогичен на представената методика в тази глава.

Правят се два експеримента върху пневматичния стенд при еднакви условия с различна по дължина пневматични линии.

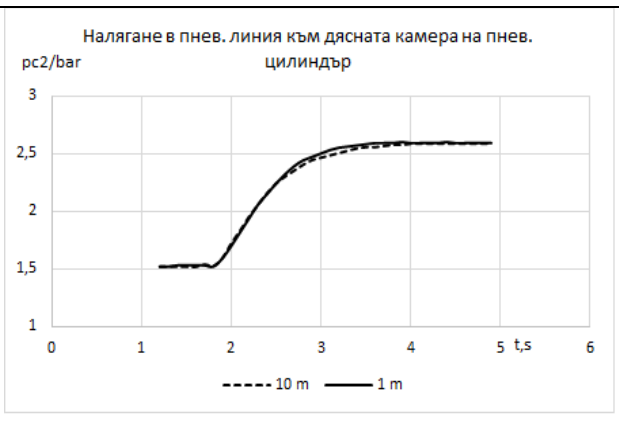
I. Пневматични линии (15) от пропорционалния разпределител (6) до пневматичния цилиндър (7) с дължина от 1 m и диаметър $\varnothing 6$ mm.

II. Пневматични линии (15) от пропорционалния разпределител (6) до пневматичния цилиндър (7) с дължина от 10 m и диаметър $\varnothing 6$ mm.

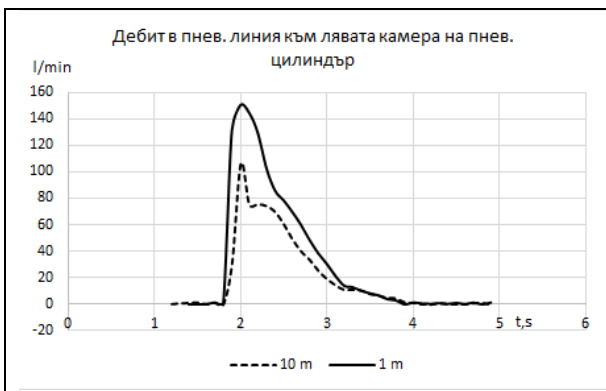
Графични резултати от експеримент I и II с дължина на пневматичните линии от 1 m и 10 m.



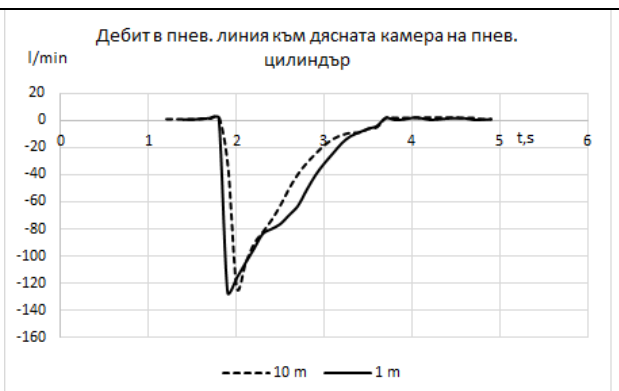
а) Налягане в пневматичната линия към цилиндъра ляво при дължина 1m и 10 m



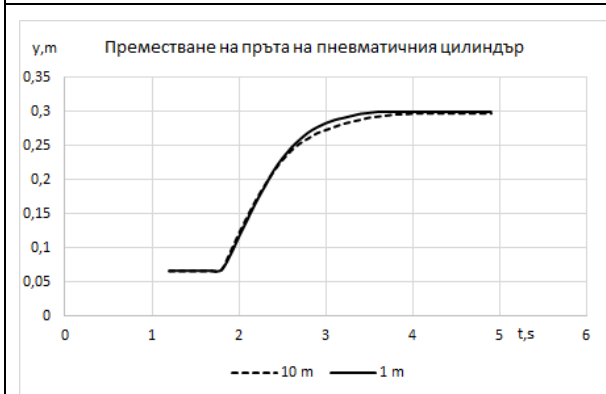
б) Налягане в пневматичната линия към цилиндъра дясно при дължина 1m и 10 m



в) Дебит в пневматичната линия към цилиндъра ляво при дължина 1m и 10 m



г) Дебит в пневматичната линия към цилиндъра дясно при дължина 1m и 10 m



д) Преместване на пръта на цилиндъра при дължина на пневматичната линия 1m и 10m

Фиг. 6.15. Опитни резултати на преходни процеси на електропневматична позиционираща система с различни по дължина пневматични линии

На фиг. 6.15. графиките показват изменението на основните наблюдавани величини - преместване на пръта на пневматичния цилиндър с двустранно изнесен прът (д), налягането от двете страни на буталото (а,б), и дебита - входящ (в) и изходящ (г) от пневматичния цилиндър.

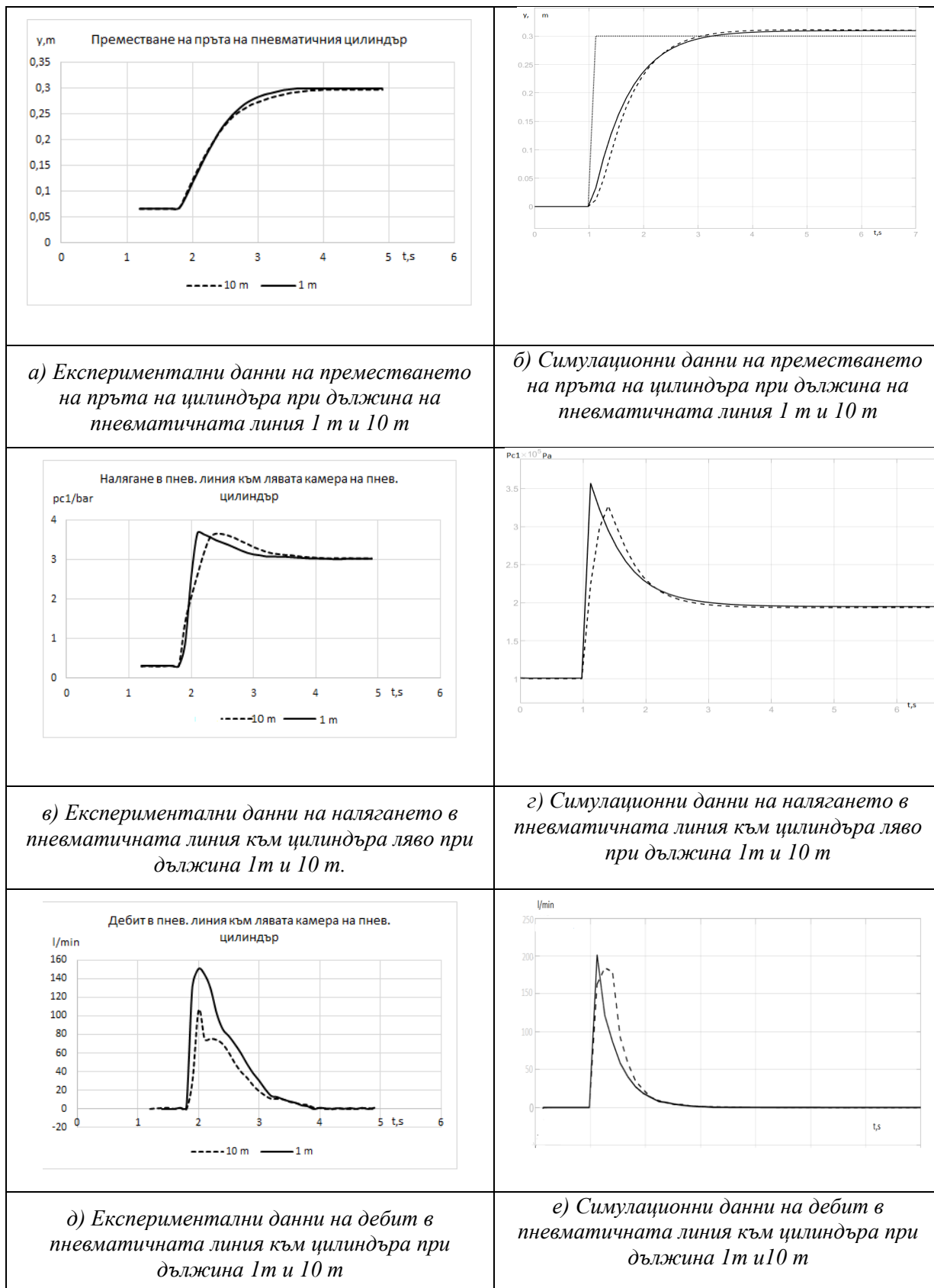
Входното въздействие е еднакво - стъпаловидно изменение на входната задача, величината е електрическо напрежение. Променливите са показани в действителните си стойности. Стойността на входния сигнал е в рамките на работния ход на пневматичния цилиндър и стойностите на величините не влизат в рамките на ограниченията.

Продължителността на процеса е около 2.20 s като изменението на дебита и налягането на входа и изхода на пневматичната линия в сравнение с дължините 1 и 10 m се различават по форма и време за установяване.

При сравнение на резултатите от изследването на преходните процеси в електропневматичната позиционираща система с дължина на пневматичните линии 1m и 10m се наблюдава съществено влияние на по-голямата дължина на пневматичната линия, което се отразява на формата и продължителността на процес. При дължина на пневматичната линия от 10m има закъснение на сигнала 0.4 s, което ще повлияе на бързодействието и динамичните процеси в електропневматичната позиционираща система. Следователно при по-големи дължини от 1m на пневматичните линии е наложително да се отчита влиянието им върху динамиката на пневматичната система.

6.6.3. Сравнение на експериментални и симулационни преходни процеси в електропневматична позиционираща система с различни по дължина пневматични линии

Чрез направените симулации на математичния модел се наблюдават преходните процеси при различна дължини на пневматичните линии (1m и 10 m) на електропневматичната позиционираща система при изменение на основните наблюдавани величини - налягане (z), дебит (e) и преместване на пръта на пневматични цилиндър (b).



Фиг. 6.16. Сравнение на експериментални (а,в,д) и симулационни (б,г,е) преходни процеси на електропневматична следяща система с различни по дължина пневматични линии

При $L_i=1$ m и $L_i=10$ m времето на преходния процеса се различава с 0,4 s. Ясно личи, че графиките са почти идентични с експериментално получените, от което може да се заключи, че при дължина на пневматичната линия от $L_i=1$ m до $L_i=10$ m има закъснение на сигнала.

ИЗВОДИ:

За верификация на математичния модел на електропневматична позиционираща система са направени експериментални преходни процеси на системата и честотни характеристики, създаден е виртуален инструмент. Резултатите от експеримента се записват и обработват с помощта на персонален компютър, което позволява лесно да се сравнят експерименталните резултати с тези от симулацията.

Определена е времеконстантата на ресивера, чиято точна стойност е трудно да се получи аналитично поради влиянието на обемите на компресора, пневматичните линии и свиваемостта на въздуха.

С помощта на експериментално получените АЧХ и ФЧХ характеристики са определени критичната (срязващата) честота на електропневматичната позиционираща система с пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът и безпрътовия пневматични цилиндри.

В Глава IV е експериментално доказано, че при безпрътовия пневматичен цилиндър силите на триене са по-големи в сравнение с бутален пневматичен цилиндър. В следствие на това се влошават динамичните свойства, при големи амплитуди на входния сигнал се проявяват нелинейните свойства. При безпрътовия пневматичен цилиндър критичната честота достига до 2 Hz (фиг. 6.7.).

При пневматична позиционираща система с пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът критичната честота е 3 Hz (фиг. 6.8.), което показва по-добрите свойства в динамичен режим на системата.

Предимствата на безпрътовия пневматичен цилиндър е, че неговата конструкция заема по-малко място за вграждане в сравнение с цилиндър с двустранно изнесен прът, който изисква два пъти по-големи разстояния за еднакви работни ходове в индустриалните системи.

От направаното сравнение на експерименталните динамични процеси в електропневматичната позиционираща система и резултатите от компютърната симулация се вижда добро съвпадение.

Това показва, че използваният математичен модел след верификация на параметрите адекватно описва реалните динамични процеси в изследваната система.

Полученият математичен модел може да се използва при по-нататъшно оптимизиране на динамиката на пневматичната система.

ОСНОВНИ РЕЗУЛТАТИ ОТ ДИСЕРТАЦИОННАТА РАБОТА

Проведените теоретични и експериментални изследвания в дисертационната работа дават основание да се направи следното заключение относно основните научни, научно-приложни и приложни приноси:

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1. Създаден е математичен модел на динамичните процеси в пневматични линии с различна дължина. Адекватността на модела е доказан с експериментални резултати.
2. Съставен е математически модел за изследване на динамиката на управление на пневматични цилиндри с двустранно изнесен прът и безпрътов цилиндър в затворена електропневматична позиционираща система с отчитане на дължината на пневматичните линии.
3. Създаден е математичен модел на реалната дебитна характеристика на пропорционален електропневматичен разпределител и е верифициран чрез експериментално определени статични характеристики.
4. Създадена е методика и експериментален стенд с автоматизирана измервателна система за изследване на динамичните процеси в електропневматична позиционираща система с отчитане на дължината на пневматичните линии.
5. Създадена е методика и експериментална система за изследване на силите от сухо триене в бутални и безпрътови пневматични цилиндри.
6. Създадени са симулационни модели в програмна среда “MatLab” за преходни процеси в пневматични дълги линии и на електропневматична позиционираща система с отчитане на влиянието на пневматичните линии.

ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1. Създадена е автоматична измервателна система с виртуални инструменти в “LabVIEW” средата за събиране и обработка на експериментални данни в реално време на динамични или статични изследвания.
2. Изследвани са амплитудочестотните и фазочестотните характеристики на електропневматичната позиционираща система с бутален и безпрътов пневматичен цилиндър и са определени критичните честоти на системите.
3. Експериментално са изследвани динамичните процеси в пневматичен хранващ агрегат с винтов компресор и ресивер и е определена времеконстантата.
4. Доказана е адекватността на математичните модели на динамичните процеси в пневматични линии и електропневматична позиционираща системи. Моделите могат да бъдат използвани за последващи изследвания и оптимизации на динамични характеристики на системата.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

- 1. Andreev, A., H. Hristov, G. Iliev, M. Racheva."Mathematical model for a Pneumatic force Actuator System" Journal of the Technical University of Gabrovo, Vol. 53'2016 (46-49).
- 2. Iliev, G., A. Anchev, H. Hristov, S. Rachev. "Stand for experimental study of dynamic processes in Electro- pneumatic tracking System" XXII International Conference "Еко- Ist| 2014. Bor, SERBIA(124-130)
- 3. Илиев, Г., "Експериментално изследване параметрите на силата от триене в пневматичен безпрътов цилиндър" Научни трудове Том 54,серия 1.2 Русенски Университет "Ангел Кънчев" 2015
- 4. Илиев, Г., Х. Христов „ Динамични процеси е пневматичен захранващ агрегат с винтов компресор“ Топлотехника, год. 8, кн. 1, 3-7, 2017. Сливен
- 5. Илиев, Г., Х. Христов, А. Анчев „Експериментално изследване статичните характеристики на пропорционален пневматичен разпределител“ Том 3, стр.318-323, UNITECH'15, Габрово, 2015.