НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ І МЕХАНОТРОНІКИ

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ О.Ф. Луговський
(підпис) (ініціали, прізвище)
“___”_____2018 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 131 Прикладна механіка.
(код і назва спеціальності)

на тему: Транспортуючі пневмоприводи маніпуляторів з вакуумними захоплюючими пристроями

Виконав : студент 6 курсу, групи МА_62м
(шифр групи)

Агаєв Ігор Анатолійович _____ _____
(прізвище, ім’я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник к.т.н. доц.. Носко С.В. _____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант _____ _____ _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, , прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.
Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

АНОТАЦІЯ

У магістерській дисертації розглянуто дослідження швидкодії транспортних пневмоприводів з вакуумними захватами, методи їх гальмування та побудова схемних рішень управління для підвищення їх продуктивності;

У розділі 1 було проведено аналіз сучасних систем пневматичних приводів з вакуумними захоплюючими пристроями та принцип їх роботи, розглянуто класифікацію пневматичних захоплюючих пристроїв. Проаналізувавши існуючі варіанти конструкцій, було з’ясовано, що за функціональним можливостям створення переміщень робочих елементів захватні механізми діляться на три групи. Найбільше уваги приділялось вакуумним захоплюючим пристроям.

У розділі 2 вивчався вплив параметрів приводу на час руху поршня, та його динаміку. Була складена програма розрахунку перехідного процесу в пневмоприводі та було досліджено вплив параметрів привода на регулювання швидкості. Досліджені транспортуючі пневмоприводи з гальмовими пристроями.

У розділі 3 розгянуто вакуумні захватні пристрої промислових маніпуляторів і обладнання, проведено розрахунок та вибір вакуумних захватних пристроїв та знайдено шляхи розширення їх функціональних можливостей.

У розділі 4 було розроблено стартап – проект для визначеня сновних перспектив впровадження таких систем на ринок та потенційних напрямків його застосування.

У розділі 5 проаналізовано шкідливі і небезпечні фактори та визначено відповідні заходи безпеки.

Дипломний проект містить пояснювальну записку обсягом 86 сторінок та 6 аркушів графічної частини.

Ключові слова:

Вакуумний захват, захоплюючий пристрій, швидкодія, гальмування, пневматичний привод, гальмівний пристрій, перехідний процес, лінійний модуль.

АННОТАЦИЯ

В магистерской диссертации рассмотрены исследования быстродействия транспортных пневмоприводов с вакуумными захватами, методы их торможения и построение схемных решений управления для повышения их производительности;

В разделе 1 был проведен анализ современных систем пневматических приводов с вакуумными захватывающими устройствами и принцип их работы, рассмотрена классификация пневматических захватывающих устройств. Проанализировав существующие варианты конструкций, было выяснено, что за функциональным возможностям создания перемещений рабочих элементов захватные механизмы делятся на три группы. Больше всего внимания уделялось вакуумным захватывающим устройствам.

В разделе 2 изучалось влияние параметров привода на время движения поршня, и его динамику. Была составлена программа расчета переходного процесса в пневмоприводе и было исследовано влияние параметров привода на регулирование скорости. Исследованы транспортирующие пневмоприводы с тормозными устройствами.

В разделе 3 рассмотрены вакуумные захватные устройства промышленных манипуляторов и оборудования, проведен расчет и выбор вакуумных захватных устройств, найдены пути расширения их функциональных возможностей.

В разделе 4 был разработан стартап - проект для определения основных перспектив внедрения таких систем на рынок и потенциальных направлений его применения.

В разделе 5 проанализированы вредные и опасные факторы и определены соответствующие меры безопасности.

Дипломный проект содержит пояснительную записку объемом 86 страниц и 6 листов графической части.

Ключевые слова:

Вакуумный захват, захватывающее устройство, быстродействие, торможения, пневматический привод, тормозное устройство, переходный процесс, линейный модуль.

ABSTRACT

In the master's dissertation the research of speed of transport pneumatic drives with vacuum grips, methods of their braking and construction of circuit control decisions for increase of their productivity are considered;

In section 1 an analysis of modern systems of pneumatic actuators with vacuum exciting devices was carried out and the principle of their operation, the classification of pneumatic exciting devices was considered. Having analyzed the existing variants of structures, it was found that the functional capabilities of the creation of displacements of working elements gripping mechanisms are divided into three groups. Most attention was paid to vacuum-absorbing devices.

In Section 2 the influence of the drive parameters on the time of the piston movement, and its dynamics was studied. A program for calculating the transient process in a pneumatic actuator was compiled and the influence of drive parameters on speed regulation was investigated. Transportable pneumatic drives with brake devices were investigated.

In Section 3, vacuum gripping devices of industrial manipulators and equipment are pulled out, the calculation and selection of vacuum grip devices are performed and ways of expanding their functionality are found.

In Section 4, a startup project was developed to identify future perspectives for introducing such systems into the market and potential areas for its application.

Section 5 analyzes harmful and hazardous factors and identifies the appropriate security measures.

The diploma project contains an explanatory note in the volume of 86 pages and 6 pages of the graphic part.

Keywords:

Vacuum capture, capture device, speed, braking, pneumatic actuator, brake device

Пояснювальна записка
до магістерської дисертації

на тему: Транспортуючі пневмоприводи маніпуляторів з вакуумними захоплюючими пристроями

Київ – 2018 року

ЗМІСТ

ВСТУП …… 4
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ З ВАКУУМНИМИ ЗАХОПЛЮЮЧИМИ ПРИСТРОЯМИ ……...…… 9
1.1 Пневмоприводи роботизованних технологічних комплексів ……. 9
1.2. Маніпулятори на базі функціональних лінійних модулів …… 10
1.3. Маніпулятори на базі модулів зі стандартними і спареними циліндрами …….. 12
1.4. Маніпулятори на базі безштокових модулів позиціонування …… …. 14
1.5. Класифікація пневматичних захоплюючих пристроїв……15
1.5.1.Механічні захоплюючі пристрої з пневмоприводом . ……..16
1.5.2. Вакуумні захоплюючі пристрої. ……16
1.5.3. Вибір і конструкція ежекторів …… …..19
Висновки до розділу …… ….20
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ. ……..….22
2.1. Аналіз досліджень автоматизованих пневматичних приводів. ……..…23
2.2. Рівняння руху пневмоциліндра односторонньої дії. ……...25
2.3. Вплив параметрів приводу на час руху поршня……...30
2.4. Визначення впливу параметрів пневмоприводу на його динаміку……35
2.5. Вплив параметрів привода на регулювання швидкості……...37
2.6. Програма розрахунку перехідного процесу в пневмоприводі……39
2.7. Способи гальмування . Транспортуючі пневмоприводи з гальмовими пристроями…..43
Висновки до розділу 2……50
РОЗДІЛ 3 ВАКУУМНІ ЗАХВАТИ ПНЕВМОПРИВОДІВ……52
3.1. Вакуумні захватні пристрої промислових маніпуляторів і обладнання……52
3.2. Математична модель вакуумного захватного модуля……57
3.3. Розрахунок та вибір вакуумних захватних пристроїв та шляхи розширення їх функціональних можливостей ……..60
Висновки по розділу 3……62
РОЗДІЛ 4 СТАРТАП-ПРОЕКТ ТРАНСПОРТУЮЧОГО ПНЕАМОПРИВОДУ МАНІПУЛЯТОРІВ З ВАКУУМНИМИ ЗАХВАТНИМИ ПРИСТРОЯМИ……..63
4.1. Опис ідеї проекту ……63
4.2. Технологічний аудит ідеї проекту……64
4.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту……64
4.4. Розроблення ринкової стратегії проекту……...69
4.5. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту……..71

Висновки до розділу 4……73
РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ……...74
5.1 Основні положення……..74
5.2. Оцінка приміщення……..…….....74
5.3. Аналіз мікрокліматичних умов ……75
5.4. Розрахунок природного та штучного освітлення;…… ……..76
5.5. Електробезпека ……...77
5.6. Пожежна та вибухобезпека ……78
Висновки до розділу 5……79
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ……...80
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ……81

ВСТУП

Пневматичні приводи набули широкого застосування при автоматизації виробничих процесів в загальному, транспортному і поліграфічному машинобудуванні, в ливарному та ковальсько-штампувального виробництві.

Пневмопристрої використовуються в якості приводів затискних і транспортуючих механізмів, в контрольно-вимірювальних приладах, при автоматизації машин і пристроїв, що працюють в агресивних середовищах, в умовах пожежо та вибухонебезпеки, радіації, при значних вібраціях і високих температурах.

Перевагою пневмоприводів, в порівнянні з електричними, є простота конструкцій, легкість в експлуатації і обслуговуванні, можливість відтворення поступального руху без передавальних механізмів, простота управління, менші габарити.

У порівнянні з гідравлічними пневмоприводи мають наступні переваги: великі швидкості спрацьовування виконавчих пристроїв, нижча вартість, поворотні лінії значно коротше, наявність необмеженого запасу повітря в якості робочого тіла.

Однак пневматичні приводи мають і недоліки: при рівних габаритах з гідравлічними розвивають менші зусилля, витоку повітря знижують їх ККД, задані закони руху не можуть бути виконані ними з достатньою точністю.

Незважаючи на ці недоліки, пневмоприводи з успіхом застосовують в тих випадках, коли найбільш істотне значення набувають їх переваги.

Розвиток автоматизації виробничих процесів, прогрес в області науки і техніки спричинили за собою істотне ускладнення пневматичних систем. Часто при обслуговуванні однієї машини використовується кілька пневматичних приводів, які можуть становити систему приводів, якщо пов'язані один з одним функціонально. Прикладом розвитку принципів побудови систем приводів можуть служити етапи вдосконалення маніпуляційних механізмів [1].

Одним з найважливіших і складних завдань, що вирішуються при автоматизації технологічних процесів, є автоматизація допоміжних операцій (завантаження, вивантаження основного технологічного устаткування, транспортування і укладання штучних заготовок, деталей).

В сучасних автоматизованих виробництвах[2, 3, 4, 5, 6] широко застосовуються маніпуляційні механізми з пневматичними захопленнями і цикловими приводами, які виконують операції завантаження заготовками основного технологічного устаткування. Однак дане обладнання і способи його роботи не задовольняють все зростаючим по потребам собівартості, простоти конструкцій і управління, швидкісним, точносним і енерговитратним технічним характеристикам.

Продуктивність праці багато в чому залежить від співвідношення машинного часу і часу маніпулювання. У багатьох випадках високопродуктивне обладнання, що має невеликий машинний час для здійснення технологічного процесу (холодне листове штампування, укладання, транспортування, кування, гаряче штампування і т.д.), працює з продуктивністю визначається часом завантаження заготовок і вивантаження деталей.

Основний недолік управління пневмосистем полягає в меншій швидкості спрацьовування в порівнянні з електричними системами. Незважаючи на це для багатьох виробничих процесів швидкість спрацьовування пневмосистем управління виявляється достатньою.

В автоматизованих виробництвах для обслуговування високопродуктивного технологічного обладнання досить широко застосовуються циклові маніпуляційні механізми. Доцільність їх застосування обумовлена як простотою конструкції і системи управління, так і можливістю їх швидкого переналагодження відповідно до необхідних технологічних процесів. Однак в даних автоматизованих системах допоміжний час часто на порядок перевищує час виконання основних технологічних операцій. Тому в даний час актуальною є задача якісного підвищення швидкодії роботи механізмів завантаження-розвантаження основного технологічного устаткування.

Продуктивність значної частини технологічного обладнання в таких операціях, як холодне листове штампування, розфасовка, укладка, стримується продуктивністю обладнання що здійснює транспортування деталей або заготовок.ф

У промисловості велику кількість деталей різних виробів, в тому числі найбільш масових (автомобілів, приладів, предметів народного споживання), виготовляється з листових матеріалів. Кількість таких деталей в окремих виробах досягає 50% і навіть 100%.

Листове штампування - спосіб отримання тонкостінних виробів плоскої або просторової форми. Тонколистовий матеріал (до 4 мм) штампують без нагріву, товстолистовий (понад 4 мм) - з нагріванням. Отримувані цим способом деталі мають точні розміри і зазвичай не потребують подальшої обробки різанням. У дрібносерійному і серійному виробництвах застосовують універсальні машини і оснащення; у великосерійному і масовому виробництвах використовують багатоопераційні штампи. Штампування виконують на кривошипних пресах із зусиллям 63 -50000 кН, з числом ходів від 5 до 15 в хв; на листоштампувальних автоматах із зусиллям 50 - 40000 кН, з числом ходів до 120 в хв. Число ударів в секунду - від 0,008 до 2. Час одного удару - від 12 с. до 0,5 с.

Джерелом ефективності в таких виробничих процесах є підвищення продуктивності обладнання по штучному часу за рахунок скорочення допоміжного часу, що витрачається на переміщення деталей і інтенсифікації використання основного обладнання [7, 8, 9]. Це

викликає необхідність забезпечувати пристрої завантаження-вивантаження швидкодіючими приводами. В якості таких пристроїв застосовують різні маніпуляційні механізми: циклові промислові роботи, автооператори.

Поява і вдосконалення високошвидкісних циклових приводів [10], що значно скорочують час виконання транспортних операцій, призвело до необхідності пошуку технічних рішень, спрямованих на зменшення часу захоплення і установки вироби маніпулятивним механізмом в загальному циклі обслуговування основного технологічного устаткування.

Вдосконаленням пневматичних захватних пристроїв [11] досягнута простота конструкції і системи управління, в три-чотири рази поліпшені масогабаритні характеристики, більш ніж в три рази підвищена швидкодія. Так наприклад, можливість використання безнасосного вакуумного захвату усуває необхідність застосування дорогого вакуумного обладнання.

Однак даний принципово новий клас високошвидкісних вакуумних захватних модулів, що представляють собою систему взаємопов'язаних приводів, не знайшов в даний час належного застосування в промисловості. Це пов'язано з тим що, не вирішено питання щодо розширення області їх ефективного застосування, а також підвищення надійності виконання функції захоплення і відпускання заготовки безнасосним вакуумним захопленням.

Аналіз діючих технологічних процесів операцій штампування, показав, що від 20 до 70% часу займають установка і зняття вироби з верстата. На спеціальних технологічних автоматах вдається досягти скорочення допоміжного часу, що витрачається, а установку і з'їм виробів. При автоматизації допоміжних операцій велику увагу приділяють також транспортним операціям, так як при автоматизації завантажувальних операцій деталі слід не тільки орієнтувати, а й подати на робочу позицію автоматичного верстата чи іншої робочої машини в необхідному положенні. У процесі завантаження необхідно переміщати деталь, не порушуючи наданої їй орієнтації (або іноді змінювати одне орієнтоване положення на інше), причому транспортні операції повинні виконуватися за короткий проміжок часу, щоб підвищити продуктивність випуску готових виробів.

Продуктивність виготовлення виробів в будь-якій галузі промисловості залежить від продуктивності машин, кількості і якості продукції, що випускається. Витрати часу на виробництво виробів складається з часу роботи основного технологічного устаткування (металорізальні верстати, преси, складальні автомати і т.д.) і допоміжного обладнання (завантажувальні, орієнтуючі, транспортні та ін механізми).

Таким чином, збільшення швидкодії допоміжного обладнання є одним з основних критеріїв підвищення продуктивності технологічних процесів.

Проте, навіть максимальну швидкодію маніпуляторів з ВЗП в повній мірі не може забезпечити максимальну продуктивність основного технологічного устаткування. Застосування маніпуляторів при автоматизації допоміжних операцій в різних галузях промисловості вимагає підвищення ефективності цього обладнання. Збільшення швидкодії механізмів на основі традиційних приводів (електромеханічний, гідравлічний, пневматичний) можливо лише до певної, досить низької межі. Швидкодія маніпуляторів з програмно керованими приводами механізмів обертального і поступального руху лімітуються допустимими коефіцієнтами посилення контурів управління, обмеженими умовами динамічної стійкості керованих пружних систем.

Створені останнім часом високошвидкісні захватні пристрої, що виконують функції «взяти», «встановити» заготовку за десяті і навіть соті частки секунди ще більш підсилює потребу значного підвищення технічних характеристик пристроїв, що виконують функції переміщення захвату і заготовки в просторі.

Аналіз найбільш поширених схем роботизованих технологічних комплексів, що застосовуються в холодному листовому штампуванні, показує наявність певних причинних взаємозв'язків. Так, якщо захоплення знаходиться над заготовкою, то слідують дії маніпулятора: опускання захвату на заготовку, захоплення заготовки, підйом захвату з заготовкою. Також, якщо захват з заготовкою знаходиться над місцем, куди він повинен її встановити, то слідують змінювані, як по послідовності, так і за функціями дії маніпулятора, а саме: опускання захвату з заготовкою на робочу поверхню основного обладнання, відпускання заготовки, підйом захвату в вихідне положення. Це вказує на доцільність синтезу і застосування в маніпуляційних механізмах системи приводів захватного пристрою агрегатно-модульної конструкції, що виконує функції «взяти» заготовку (опускання захвату, захоплення заготовки, підйом захвату з заготовкою) і «встановити» заготовку (опускання захвату з заготовкою на робочу позицію , відпускання заготовки, підйом захвату).

Тому актуальним є дослідження існуючих та розробка систем приводів, які розширюють області застосування швидкодіючих приводів з пневматичними захватними пристроями.

Враховуючи приведене вище тема даної дисертаційної роботи представляється актуальною.

Метою роботи є розробка інженерної теорії і наукових основ методик розрахунку пневмоприводів з вакуумними захоплюючими пристроями.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- систематизація необхідних відомостей по теорії пневмоприводов і побудова схемних рішень управління для підвищення їх швидкодії;

- проведення аналізу сучасних пневматичних захоплюючих пристроїв та виявлення можливостей розширення номенклатури транспортуючих виробів;
- теоретичне дослідження характеристик пневматичних приводів транспортних роботів;
- проведення параметричних досліджень захоплюючих пристроїв в умовах реальних ситуацій їх функцюювання;
- проведення комп ютерних досліджень за допомогою середовища MathCad.
- проведений аналіз сучасних швидкодіючих пневмоприводів з вакуумними захоплюючими пристроями і виявленні можливості розширення номенклатури транспортуючих виробів;
- виявленні закономірностей фізичних процесів, що відбуваються в пневматичних приводах та захоплюючих пристроях в реальних умовах їх функціювання;
- розробленні математичні моделі и проведенні параметричних дослідження ефективності роботи пристроїв;
- проведене комп ютерне моделювання, що підтверджує достовірність отриманих теоритичних результатів

Об'єктом дослідження є пневматичні робототизовані технологічні комплекси з захоплюючими пристроями

Предметом дослідження є високошвидкісні пневматичні приводи з вакуумними захоплюючими пристроями.

Для розв'язання поставленої задачі використовувалися такі методи:основні наукові положення газодинаміки, математичного аналізу, об'ємного пневмоприводу, термо-і газодинаміки, структурного і параметричного аналізу, комп'ютерного експерименту.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ З ВАКУУМНИМИ ЗАХОПЛЮЮЧИМИ ПРИСТРОЯМИ.

1.1 Пневмоприводи роботизованних технологічних комплексів.

Створення гнучких виробничих систем (ГВС), що характеризуються високою мобільністю, висуває додаткові вимоги до вхідних в їх склад маніпуляторам промислових роботів (ПР). Необхідні агрегати і елементи маніпуляторів, які можуть швидко, гнучко і вигідно з точки зору ціни відповідати гнучким виробничим процесам з великим різноманіттям типів, кількості і варіантів виробів.

Застосування агрегатно-модульного принципу дозволяє створювати різні за функціональним призначенням і компонуванні ПР без надмірності функцій і з оптимальними характеристиками для вирішення з високою ефективністю конкретної технологічної задачі.

Даний принцип має такі переваги [12]:

- скорочення часу і трудомісткості проектування спеціальних ПР, оскільки вони створюються на базі уніфікованих вузлів, номенклатура яких може поповнюватися;

- здешевлення виробництва ПР через обмеженість номенклатури деталей і вузлів і, виходячі з цього, підвищення серійності випуску;

- поліпшення умов експлуатації та ремонту роботів, обумовлене зменшенням різноманітності конструкцій вузлів і деталей;

- скорочення термінів підготовки обслуговуючого персоналу.

Однак агрегатно-модульний принцип має певні недоліки:

- відмова в деяких випадках від більш вигідних конструктивних рішень на користь менш вигідних, але відповідних принципом агрегатного побудови;

- збільшення габаритних розмірів і маси конструкції;

- погіршення динамічних і точностних характеристик;

- збільшення числа стиків, що підвищує трудомісткість складання маніпуляторів роботів, знижує жорсткість і точність позиціонування.

Різновид агрегатно-модульного принципу побудови роботів - модульний принцип. В цьому випадку роботи проектують на базі функціональних модулів, що включають в себе всі необхідні механізми, приводи, датчики зворотного зв'язку, демпфери, енергетичні та інформаційні комунікації, необхідні для роботи модуля.

Модульний принцип має недоліки, обумовлені збільшенням номенклатури деталей і вузлів за рахунок включення в модуль приводу датчиків зворотного зв'язку і демпферів,

складністю конструкції і в ряді випадків надмірністю функцій модуля, складністю функціонування модулів на яку обслуговує технологічному обладнанні при різних системах управління.

1.2. Маніпулятори на базі функціональних лінійних модулів

На малюнку показаний маніпулятор, в основі модульної конструкції якого використані функціональні лінійні модулі типу HMP (Festo), що характеризуються рядом особливих ознак [13]:

- висока жорсткість на всьому діапазоні навантажень;
- компактність і високий технічний дизайн;
- висока швидкість переміщення;
- плавне (безступінчате) регулювання ходу від нуля до максимуму за допомогою вбудованого механізму;
- відсутність необхідності встановлювати заново, демпфери та датчики положення при зміні довжини ходу;
- можливість регулювання демпферів при зміні навантаження;
- вбудований в циліндр повітропровід, що виключає наявність пневмо-шлангів усередині модуля.

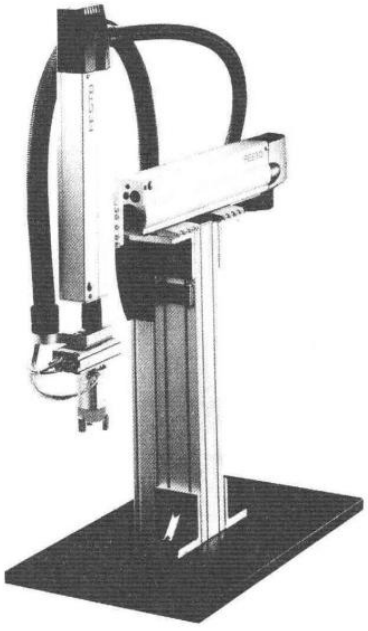


Рис.1.1. Маніпулятор типу HMP (Festo)

Лінійний функціональний модуль типу HMP (Festo) має легкий збірний корпус на якому здійснюється закріплення приводу і інших виконавчих елементів за допомогою різних адаптерів і перехідників**.**

Приводом служить пневмоцилsндр двосторонньої дії, шток який за допомогою втулки пов'язаний з задньої торцевої кришкою корпусу модуля, а корпус 2 циліндра, виконаний з шліфованого круглого сталевого профілю, виконує роль напрямної ковзання, утримуваної від повороту навколо своєї осі чотирма опорами кочення.

Закріплений на циліндрі упор 5 призначений для взаємодії з регульованими наполегливими шайбами 8. встановленими на різьбовій штанзі 9. за допомогою яких можуть задаватися проміжні точки позиціонування. Різьбова штанга 9 пов'язана з демпферами 4, які працюють в кінцевих і проміжних положеннях циліндра 2 з упором 5. Спрацювання демпферів контролюється датчиками положення 10, розміщеними в пазах їх корпусів. Для контролю проміжних положень передбачена лінійка датчиків, на якій розміщується до п'яти герконових датчиків.

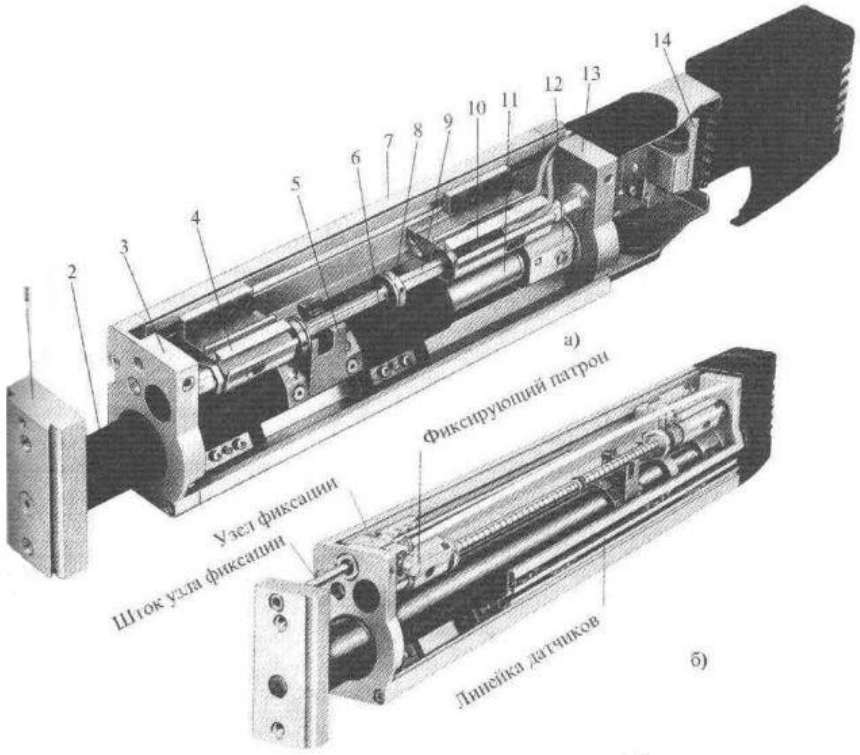


Рис. 1.2.

На передньому кінці циліндра 2 закріплена плита 1. до якої безпосередньо або за допомогою монтажних елементів або адаптерів кріпляться захвати та інші виконавчі елементи. Плита може повертатися на кут від 0 до 360 ° навколо своєї осі. При наявності вузла фіксації плита повертатися не може.

Пневматичний керований вузол призначений для утримання штока 1, пов'язаного з плитою, в будь-якому положенні. Він діє як елемент блокування, який може бути знятий вручну. Фіксучий патрон вузла фіксації містить два розклинених пружиною важеля, які

утримують шток від переміщення. Звільнення штока відбувається при подачі повітря тиском р до поршня, який діє на кінці важелів і зводить їх один до одного, стискаючи пружину 7. При знятті тиску поршень 6 під дією пружини 4 повертається у вихідне положення, звільняє важелі 5, які знову заклинюють шток 1. У задній частині модуля розміщений загальний електричний і пневматичний роз'єм 14. забезпечує підключення 6 датчиків положення.

Завдяки чотирьом запресованим в корпусі кульковим направляючим і двом штокам забезпечується більша жорсткість і точність позиціонування. Вбудовані амортизатори (демпфери) з металевими жорсткими упорами, які об'єднують в собі функції опитування, регулювання демпфірування і завдання довжини ходу в поєднанні з жорстким корпусом дозволяють отримати час реалізації одного подвійного ходу менше, ніж за 0.5 с. У разі необхідності внутрішній упор може бути винесено назовні і закріплений на задній кришці. За допомогою упорів можна точно відкоригувати кінцеві положення в діапазоні 20 мм.

За допомогою додаткового плоского циліндра і упору може бути встановлено будь-яке положення передньої і задньої плит між двома крайніми. Його можна задавати як з боку початкового, так і з боку кінцевого положень. Після зупинки можливе продовження руху в тому ж напрямку.

Додатково, для завдання проміжних позицій, можуть бути використані елементи, що розміщуються на платі жорсткості , яка додається до модуля для підвищення його стійкості особливо в багатокоординатних системах маніпулювання. Її кріплення здійснюється на передній і задній плитах. Додаткові функції досягаються шляхом використання профілю у вигляді ластівчиного хвосту на її зовнішній поверхні.

Для розміщення електричних і пневматичних комунікацій використовуються пневморукава з перехідниками, які встановлюються на елементах модуля за допомогою кріпильних куточків 22 і плит з пазами у вигляді ластівчиного хвосту.

Закріплення модуля на несучих елементах маніпулятора або його з'єднання з іншими компонентами реалізується за допомогою адаптерних плит з ластівчиним хвостом.

1.3. Маніпулятори на базі модулів зі стандартними і спареними циліндрами

Лінійні модулі призначені для переміщення і позиціонування об'єктів виробництва, інструменту та технологічної оснастки, зокрема, для затискних пристроїв. Їх конструктивне виконання забезпечує високу точність відпрацювання траєкторії переміщення, захист від проворота і збільшення корисного навантаження на привід.

Комбінуючи лінійні модулі, можна отримувати багатокоординаційні приводи, що і зумовлює ефективність їх використання в складі маніпуляторів промислових роботів для

різних технологічних процесів. При цьому для кожного координатного переміщення забезпечується контроль положення і гальмування (зменшення) в кінці ходу.

Модулі лінійного переміщення, що мають в своєму складі стандартні циліндри. можуть бути наступного виконання (рисунок 7.11):

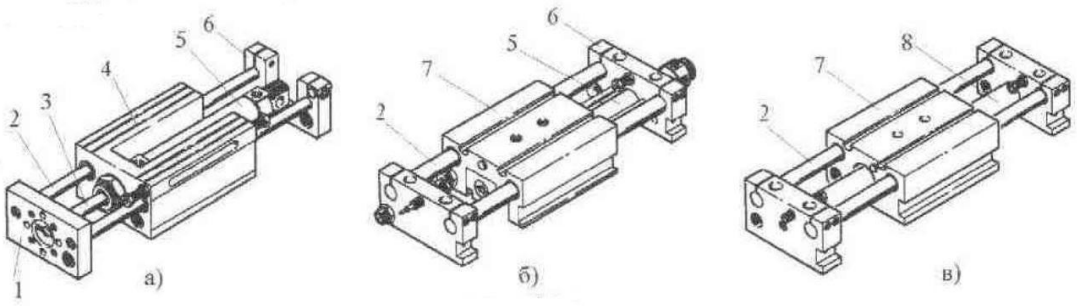


Рис1.3. Модулі лінійного переміщення.

а) комбінація двох рухливих штанг 2, з'єднаних по кінцях поперечними траверсами (плитами) 1 і 6, з однією з яких (траверсою 1) з'єднаний шток 3 стандартного циліндра двосторонньої дії 5, закріпленого на блоці кулькових направляючих 4:

б) комбінація двох нерухомих штанг 2. пов'язаних з кінців поперечними траверсами (планками), в одній з яких (траверсі 6) закріплений циліндр двосторонньої дії 5, шток якого з'єднаний з кареткою 7, встановленої па штангах з кульковими направляючими;

в) комбінація двох нерухомих штанг 2, пов'язаних з кінців поперечними траверсами (планками), в яких закріплений безштокові циліндр 8. рухомою муфтою якого є забезпечена кульковими направляючими каретка 7, встановлена на штангах.

У представленому на малюнку 7.12, а модулі лінійного переміщення типу SLE-10, що має перше виконання, використовуються пневмоциліндри 7 типу DSN і DSNU з діаметром поршня 10 мм. Демпфірування переміщення штанг з траверсами здійснюється або за допомогою двох самовстановлюющихся амортизаторів 1, розміщених в передній частині блоку напрямних і в задній траверсі,

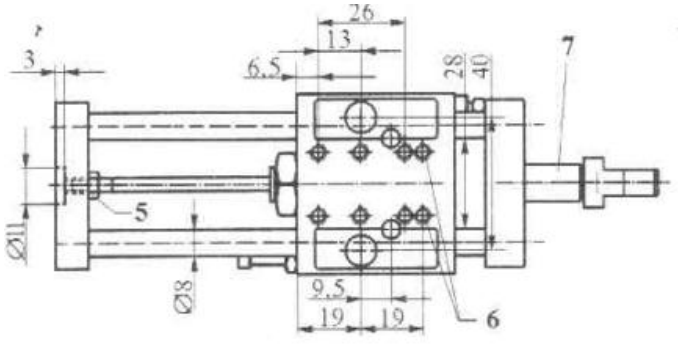


Рис.1.4. Модулі лінійного переміщення типу SLE-10.

або за допомогою одного самоустановочного амортизатора 1 і регульованого амортизатора 2, що встановлюється тільки в задній траверсі. Контроль відпрацювання переміщень здійснюється датчиками 3, наприклад, індуктивного типу, що мають PNP/NPN-виходи, які монтуються всередині упорних втулок, встановлених спереду і ззаду блоку

напрямних. Упор 4 на передній траверсі призначений для взаємодії зі штоком амортизатора 1.

Компенсація радіальних і осьових відхилень при монтажі кінця штока циліндра 7 в отворі передній траверси, здійснюється за допомогою спеціальної муфти 5. Отвори 6 призначені для закріплення на модулі перехідних плит (адаптерів) або для його закріплення на траверсах інших модулів, з метою освіти мпогокоординатной системи.

Крім даного типорозміру, фірмою «Festo» випускаються модулі з діаметрами поршнів циліндрів 16, 20, 25, 32, 40 і 50 мм зі стандартними довжинами ходів від 50 до 250 мм. Для типорозмірів SLE 10 ... 25 використовується робочий тиск 1,0 МПа. а для SLR 32 і 50 - 1.2 МПа. Діапазони температур - від -20 до + 80 ° С.

Модулі можуть кріпитися на опорах своєю плоскою основою або бічною поверхнею.

1.4. Маніпулятори на базі безштокових модулів позиціонування

Безштокові модулі позиціонування на базі яких можуть бути утворені багатокоординатні манінуляційні механізми, характеризуються наявністю в складі лінійного приводу або зовнішньої (навісної), або внутрішньої (вбудованої) вимірювальної системи .

Для створення таких модулів застосовуються пневматичні лінійні приводи з безштоковими циліндрами типу DGP, DGPL, DGPL-…-HD (рисунок 1.4) і аналогові (а) або цифрові (б) вимірювальні системи (рисунок 1.5).

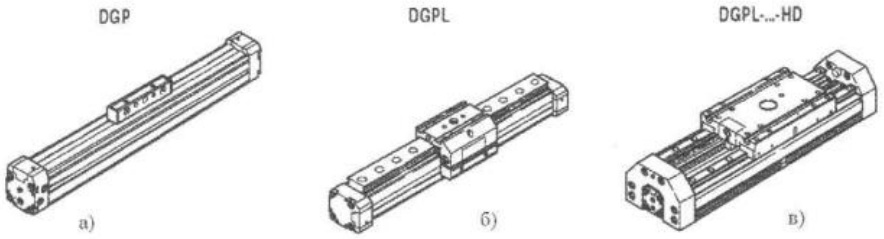


Рис. 1.4. Безштокові циліндри типу DGP, DGPL, DGPL-…-HD.

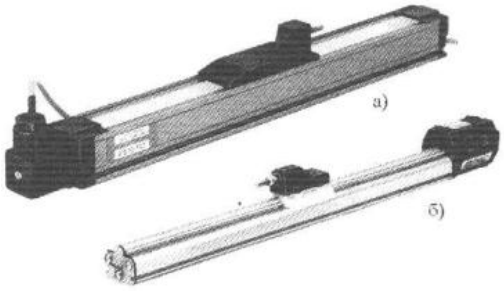


Рис. 1.5. Аналогові (а) та цифрові (б) вимірювальні системи.

Безштокові циліндри типу DGPL, DGPL-…-HD відрізняються від базового циліндра типу DGP додатковими кульковими накладними напрямними і посиленою кареткою

(бігунком), що забезпечують швидкість переміщення V_{max} = 3 м/с, і прискорення Amax = 50 м/с^2.

На малюнку 1.6, а наведено приклад конструктивного рішення одного з типорозмірів модуля, створеного на базі лінійного приводу 1 типу DGPL з кульковою направляючої для бігунка (каретки) 6, пов'язаною скобою 5 з бігунком 4 аналогового потенціометричного і соціологічного датчика лінійних переміщень 3 типу MLO-POT-TLF. Прикріплення датчика до приводу здійснюється за допомогою кронштейнів 2.

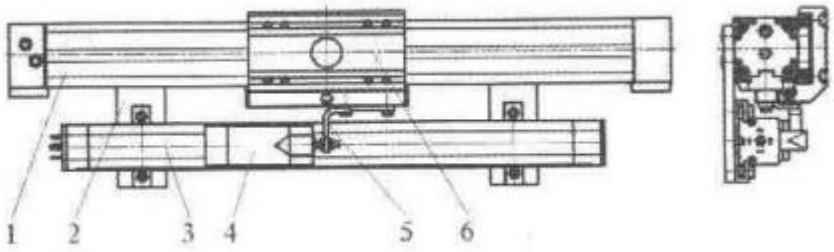


Рис. 1.5. Модуля, на базі лінійного приводу 1 типу DGPL.

Підключення модуля до елементів управління показана на рисунку 1.6, б.

Дана система дозволяє зменшити час відпрацювання одного циклу на 30% за рахунок керування демферуванням, що позбавляє від необхідності використання амортизаторів. Значно знижуються вібрації технологічного обладнання за рахунок «м'якого» демферування.

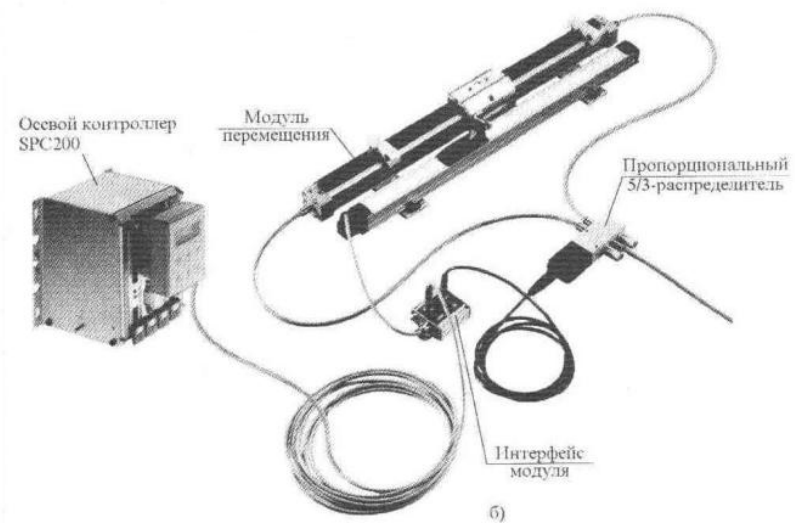


Рис. 1.6. Підключення модуля до елементів управління.

При збереженні параметрів процесу можливе збільшення переміщуваної маси на 30%. Оптимізація параметрів функціонування виробляється самою системою, завдяки її адаптивним властивостям.

1.5. Класифікація пневматичних захоплюючих пристроїв.

Захоплюючі пристрої (ЗП) маніпуляторів промислових роботів призначені для захоплення та утримування об єктів виробництва в процесі їх переміщення.

До захоплюючих пристроїв пред явлляються наступні основні вимоги:

-надійність захоплювання і утримування об'єкта на стадії переміщування, і особливо на стадіях розгону і гальмування, коли на об'єкт впливають інерційні навантаження;

-неприпустимість пошкодження або руйнування об єкту захоплення;

-міцність і шорсткість при малих габаритних розмірах

Тип захоплюючих пристроїв визначається формою, розмірами, масою і фізичними властивостями об єкта маніпулювання, а також специфічними вимогами технологічного процесу.

Аналіз літературних даних, показує, що захоплюючі пристрої пневматичних маніпуляторів доцільно розділити в залежності від їх функціональних можливостей на дві групи: механічні захоплюючі пристрої з пневмоприводом і вакуумні захоплюючі присирої.

1.5.1.Механічні захоплюючі пристрої з пневмоприводом.

Широке застосування в робототехнічних комплексах отримали механічні захоплюючі пристрої з пневмоприводом.

По типу механізмів передачі приводного зусилля механічні захоплюючі пристрої розділяють на безважельні, важельні, клинові, рейкові;по виду захоплюючих елементів – з плоскими і фігурними губками; по виду руху кулачків – з лінійним і обертальним переміщенням.

Для оптімізації процесів автоматичного управління робототехнічних комплексів, в склад яких входять захзатискні пристрої, важливою вимогою до ЗП є обладнання їх датчиками зворотнього зв'язку, які повідомляють інформацію про відпрацьовування приводом губок переміщень пов язаних з затисканням/розтисканням об'єктів маніпулювання.

В якості затискних механізмів, використовуваних в ЗП безпосередньо для утримання захоплених об'єктів або виконують роль проміжних ланок. Найбільш широко застосовуються важільні, ричажно-плунжерні, клиноплунжорні, рейково-важільні, кулісно-важільні і клиноричажні самоцентруючі механізми.

1.5.2. Вакуумні захватні пристрої.

Пристрої, в яких деталь захоплюється і утримується безпосередньо дією на неї стисненого або розрідженого повітря підрозділяються на вакуумні та струменеві.

До механо-пневматичних захватів відносяться камерні і шлангові захвати. У них в якості приводу, що впливає на захватні органи, використовується тиск стисненого повітря. Перевагами цих захватів є простота конструкції і висока точність. Вони використовуються для захоплення і утримання об'ємних тонкостінних нежорстких деталей або деталей, виготовлених з легкоруйнуючих матеріалів.

Струменеві захоплювачі діляться на два типи:

1. Захоплення здійснюється за рахунок розрідження, що виникає при проходженні струменя повітря в щілини між деталлю і захопленням.

2. Для захоплення використовується ефект напору витікающої з сопла повітряного струменя. Аеродинамічний вплив на деталь підтримує її в підвішеному стані.

Пристрої даного виду призначені для захвату плоских деталей з центральним отвором, а також деталей з гладкою циліндричною поверхнею. Велику групу захватних пристроїв складають вакуумні захвати. Принцип їх дії заснований на створенні притискного зусилля за рахунок розрідження у вакуумній камері, замкнутої деталлю і корпусом захвату, в зв'язку з чим, під дією атмосферного тиску створюється сила взаємодії між захватуюмим об'єктом і деталлю.

За способом створення розрідження розрізняють насосні і без насосні вакуумні захвати[14]

Перевагами вакуумних захватів є: зручність, швидкість захоплення і звільнення захоплюваного об'єкта, збереження поверхні при захопленні, можливість захоплення за площину.

До недоліків вакуумних захоплень відносяться: низьке зусилля утримання захоплених деталей на здвиг, можливість захоплення тільки за площину. Конструкції вакуумних захоплень і область їх використання залежать від способу створення розрідження в камері захвату і методу її розгерметизації - відповідно насосні і безнасосні.

Вакуумні системи та обладнання призначені для створення розрідженого повітря, розподілу його потоку та використання в якості природного середовища по аналогії зі стисненим повітрям[15].

Такого типу системи ефективно застосовуються в автоматизованих складальних лініях для переміщення тендітних виробів різних габаритів - від малих за розміром електронних компонентів до скляних пластин або транспортування і утримання в певному положенні, наприклад, кінескопів телевізорів.

Крім цього, вакуумні системи знаходять широке застосування при автоматизації холодного листового штампування, для утримання і транспортування нежорстких виробів, а також в деревообробній промисловості для транспортування плит з деревинно-з завантажених матеріалів.

У термінах пневматичної технології під вакуумом розуміють область, вільну від навколишньої атмосфери (тиск в якій нижче атмосферного, рівного ра- 0,1033 МПа).

Існують два основні методи отримання вакууму: за допомогою вакуумного насоса, який відкачує повітря з резервуара або використовуючи ежектори, які створюють вакуум завдяки кінетичної енергії стисненого повітря. Хоча створення вакууму за допомогою вакуумного насоса об'ємного типу відносно дорого, цей спосіб все ж використовується для створення глибокого вакууму в великих обсягах. Але в більшості випадків вакуум створюється за допомогою ежекторів, так як цей спосіб більш дешевий.

Типові схеми вакуумної системи з живленням від ежектора (а) і вакуум-насоса (б) представлені на рис.1.7.

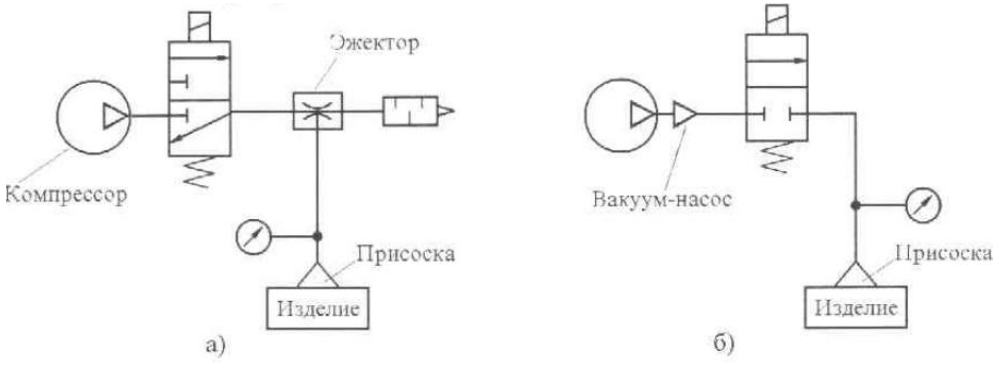


Рис.1.7. Типові схеми вакуумної системи з живленням від ежектора (а) і вакуум-насоса (б).

При використанні ежектора або вакуумного насоса в технологічному процесі для захоплення вироби необхідно, щоб тривалість створення (скидання) розрідження й рівня самого розрідження протягом всієї технологічної операції знаходилися відповідно до характеристики вакуумпровода і типом виробу, тобто ефективне використання вакуумної системи може бути досягнуто шляхом вибору відповідного вакуумного обладнання.

Процедура вибору вакуумного обладнання складається з двох основних етапів: вибір присоски, який полягає у визначенні теоретичної підйомної сили і розрахунку діамечра

присоски; вибір вакуумної апаратури, до складу якого розрахунок тривалості відкачування, визначення величини витоку, вибір ежектора і вакуум-розподільника.

Найбільшого поширення в вакуумних системах отримали присоски круглої форми, завдяки більш постій технології обробки прес-форм для їх виготовлення.

Представлені на малюнку 1.8 плоскі (а) і сильфонні (б) вакуумні присоски призначені для захвату і утримання об'єктів виробництва з гладкою і повітронепроникної поверхнею. Завдяки своїй еластичності присоски не ушкоджують поверхню захоплення.

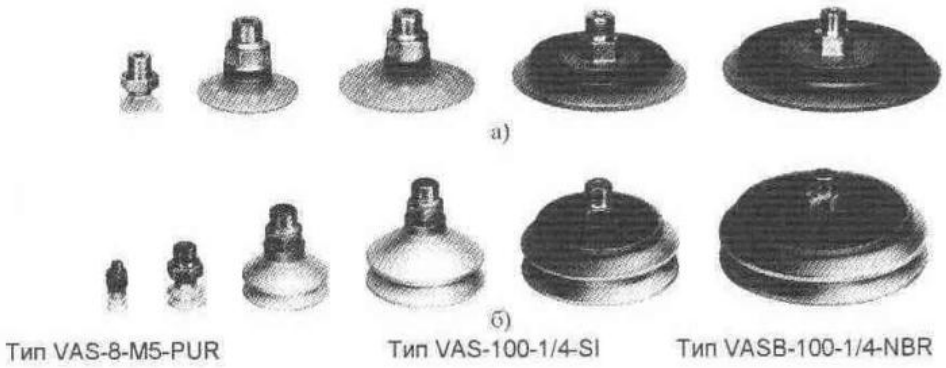


Рис 1.8. Плоскі (а) і сильфонні (б) вакуумні присоски

1.5.3. Вибір і конструкція ежекторів

Вибір ежектора починається з визначення наближеного значення тривалості відкачування, тобто часу, необхідного для досягнення під присоскою усталеного рівня розрідження, необхідного для присмоктування після включення / вимикання розподільника. Цей час може бути отримано за допомогою діаграм або розрахунковим шляхом.

На малюнку 1.9 показані приклади управління розподілом тиску стисненого повітря, використовуваного для створення вакууму, засновані на використанні 2/2 і 3/2-розподільників, а також схема організації спільного вихлопу стисненого повітря в багатомісних вакуумних захватів.

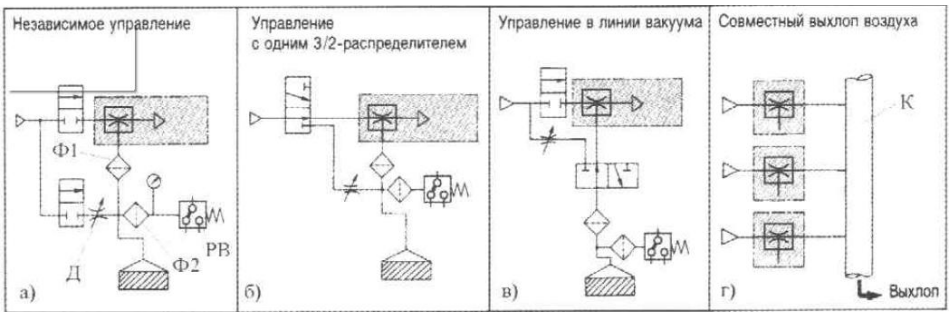


Рис.1.9. Приклади управління розподілом тиску стисненого повітря.

Швидкість наростання тиску в лінії вакууму при від'єднанні об'єкта захоплення регулюється дроселем Д, а за допомогою реле вакууму РВ задається діапазон розрідження для утримання захопленого об'єкту. Захист ежектора від попадання рідких і твердих

частинок, що знаходяться на об'єкті захоплення, здійснюється за допомогою вакуумного фільтра Ф1. а захист реле РВ - за допомогою фільтра Ф2 (рисунок 1.9, а).

Використання загальної лінії вихлопу (г) дозволяє застосовувати більш ефективні фільтри і глушники, що встановлюються з обох кінців вихлопного колектора К для зменшення опору вихлопу. Якщо ж вихлоп повинен здійснюватися через трубопровід, необхідно переконатися, що його діаметр досить великий і створюване в ньому тиск не впливатиме на нормальне функціонування ежекторів.

Згідно діаграм, для отримання найбільшого рівня розрідження необхідно при рівнях втрат більше 25 нл/хв використовувати ежектори з високим рівнем витрат, а при менших значеннях витоків доцільно використовувати ежектори з високим рівнем вакууму.

Таким чином, при виборі слід розглядати обидві витратні характеристики і вибрати ежектор найбільш придатний для конкретного випадку.

Для захоплення і утримання виробів з гладкою і повітронепроникної поверхнею використовуються як ежектори, так і ежекторні головки.

Висновки до розділу.

Проаналізувавши існуючі варіанти конструкцій, було з’ясовано, що за функціональним можливостям створення переміщень робочих елементів захватні механізми діляться на три групи:

-з необмеженим переміщенням вихідної ланки (наприклад, електроприводи),

-з обмеженим переміщенням вихідної ланки (наприклад, пневмоприводи),

-з малим переміщенням вихідної ланки (наприклад, мембранні приводи).

Приводи з необмеженим переміщенням вихідної ланки, як правило, застосовують в захватних механізмах, призначених для захоплення великогабаритних об'єктів.

Приводи з обмеженим переміщенням застосовуються в більшості захватів. Для них основними параметрами є хід і зусилля на вихідній ланці.

Приводи з малими переміщеннями є простими і надійними, але знаходять застосування, як правило, тільки в вузкодіапазонних захватних механізмах, призначених для захвату об'єктів з одними і тими ж розмірами.

Найкращим чином вимогам, що пред'являються до приводів захватних механізмів, задовольняють пневмоприводи. Найбільше поширення набули лінійні пневмодвигуни - пневмоциліндри, що застосовуються більш ніж в 90% маніпуляційних механізмів.

Основні переваги пневматичних пристроїв:

- простота і надійність конструкції;

- висока швидкість вихідної ланки (до 1000 мм / с при лінійному

переміщенні);

- висока точність позиціонування при роботі по жорстким упорів;

- можливість застосування в агресивному і пожежонебезпечної середовищах;

- високий коефіцієнт корисної дії (до 0,8);

- простота компонування елементів;

- низька вартість конструкції і малі витрати на обслуговування;

- застосування фторопластових вставок спільно з гумовими ущільнювачами значно знижує сили тертя і підвищує напрацювання на відмову;

- для живлення може бути використаний власний насос, компресор, а також центральна пневмомагістраль;

- управління, як правило, є цикловим.

РОЗДІЛ 2
ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ.

В даному розділі розглядаються питання вибору й розрахунку транспортуючих пневмоциліндрів захватних пристроїв. Для таких приводів необхідно, щоб переміщення захватних пристроїв, операції захвату і відпускання об'єкту відбувалось за мінімальний час.

Тому, власне в такому аспекті доцільно проводити дослідження динаміки приводів.

Необхідно зазначити, що на відміну від пневмоциліндрів механічних захватних пристроїв для яких важлива заключна фаза циклу спрацьовування, на якій поршень в кінці ходу вже нерухомий, але тиск в робочий порожнині зростає і відповідно збільшується зусилля на штоку, для приводів з вакуумними захоплюючими пристроями, ця фаза не враховується.

Тобто, для пневмоциліндрів з вакуумними захватними пристроями, приймається загальна теорія пневмоприводів, в якій кінцем процесу вважається вихід поршня циліндра в кінцеве положення. Час спрацьовування циліндра складається з наступних інтервалів часу:

- переключення розподільника;
- проходження хвилі тиску від розподільника до поршневої порожнини;
- заповнення порожнини до моменту початку руху поршня;
- періоду руху поршня;
- періоду гальмування до зупинки поршня.

Звичайно інтервал часу гальмування рухомих елементів циліндра незначний, відносно повного часу спрацьовування, але інтерес представляють максимальні значення сил інерції при гальмуванні з позиції утримання захоплюючими пристроями об'єктів транспортування.

Незважаючи на те, що теорія динаміки пневматичних приводів приведена в ряді монографій і навчальних посібниках /30-37/. Розроблена достатньо повно і задовольняє потребу загальних задач по розрахунку та проектуванню приводів, в даній роботі ставиться і вирішується задача, для вибраних схемних рішень, оптимізації: при заданій швидкодії необхідно забезпечити без ударне позиціювання та мінімізірувати масогабаритні і енергетичні параметри пневмоциліндра.

Розглядаються також розрахунки втрат тиску в пневмолініях. Для виконання повного комплексу інженерних спрощених розрахунків динаміки пневмоприводів використовуються універсальні комп'ютерні програми.

2.1. Аналіз досліджень автоматизованих пневматичних приводів.

Сучасні транспортні і технологічні машини мають різноманіттям робочих виконавчих рухів їх цільових механізмів. Вони характеризуються високим рівнем автоматизації, основою якого в даний час є елементи електро і пневмоавтоматики, обчислювальний пристроїв.

Автоматизоване пневмомеханічне обладнання має свої особливості, обумовлені наявністю в кінематичній структурі внутрішніх і зовнішніх механічних, пневматичних і електричних зв'язків, що підкоряються умовам кінематичного балансу . Рівняння кінематичного балансу крім механічних включає витратно-перепадні характеристики пневматичних і гідравлічних силових і керуючих пристроїв, і об'єднучих їх ліній зв'язку. Ця обставина вимагає при створенні систем приводів єдиного підходу до аналізу процесів, що відбивають взаємний вплив механічної, пневматичної, гідравлічної і керуючої підсистем .

Пневматичні приводи частіше використовуються для допоміжних рухів систем приводів машин і не призначені для операцій, що не вимагають регулювання закону руху в процесі переміщення виконавчого органу. Тому вони широко застосовуються в дискретних процесах з циклових управлінням.

У таких процесах найбільш важливе значення має точність позиціонування і витрачений час на переміщення виконавчого органу. З точки зору точності зупинки найбільш відповідальними етапами руху пневмопривода є гальмування і зупинка вихідної ланки. Тому область досліджень, що нас цікавить стосується процесу гальмування вихідної ланки пневмо-двигуна. Так як для точного зупинення і швидкого переміщення необхідно коректно вибрати закон гальмування і оцінити параметри, що впливають на точність позиціонування.

Розвиток методів комп'ютерного розрахунку і моделювання приводів з певним законом руху призвів до значних успіхів в області досліджень. Для уникнення удару і подальшого відскоку поршня пневмоциліндра при гальмуванні необхідно створення певного закону переміщення поршня пневмоциліндра. Регулювання його швидкості відбувається шляхом дроселювання на магістралях ліній приводу або регулюванням тиску в порожнинах циліндра.

Найбільш відомим дослідником в цій області є Є.В. Герц, яка створила метод розрахунку звичайних і високошвидкісних приводів. У цих роботах розглядаються питання динаміки пневмоприводов і наводяться системи диференціальних рівнянь, що дозволяють моделювати різні типи пневматичних приводів, в тому числі і з гальмівними пристроями. Показано, що розрахунок і проектування високошвидкісного і типового пневмоприводів мають значні відмінності [33-35].

У наступних роботах досліджена динаміка пневмопривода і проведено порівняльний аналіз динамічних процесів, що відбуваються в різних типах пневмопристроїв, наводиться велика кількість аналітичних і експериментальних залежностей. Їх аналіз дозволяє визначити межі мінімальних і максимальних значень динамічних критеріїв і значно скоротити область пошуку конструктивних параметрів пневмопривода, що задовольняє заданим динамічними характеристиками [37].

У сучасних умовах важливою характеристикою обладнання є технологічна гнучкість. Це призводить до необхідності дослідження питань динамічного синтезу пневматичних приводів при різних навантаженнях і величинах робочих ходів. В роботі розглянуто задачу підвищення технологічних можливостей досліджуваного маніпулятора. Плавність ходу і швидкодія розглянутого маніпулятора в різних робочих режимах при збереженні заданої точності позиціонування забезпечується без зміни налаштувань.

В роботі Е.К. Булаева, В.М. Гуслиці і Е.Н. Докучаєвої досліджено задачу синтезу параметрів пневматичного приводу для забезпечення рівномірного закону руху поршня за допомогою дроселювання. Було показано, що в певному діапазоні безрозмірних величин навантаження слабо впливає на сталу швидкість і синтезовані параметри. Цю обставину використовували для забезпечення ефективного гальмування в різних умовах робіт и з одним і тим же шляховим дроселем. В роботі також вирішуються завдання безударної зупинки схвата робота, підвищення технологічної гнучкості.

В роботі розглянуто застосування автоматичної адаптації пневматичного приводу до зміни навантаження при збереженні оптимального за швидкодією закону руху об'єкта управління. Для адаптаційної переналагодження здійснюється імпульс тиску в робочій порожнині пневматичного циліндра. Амплітуда і тривалість впливу визначається величиною переміщуваної маси, тобто адаптація проводиться за рахунок зміни одного з параметрів, що визначає енергоємність гальмівного пристрою.

Одним із завдань мсхатроніки є створення технічних систем і комплексів, заснованих на використанні пристроїв робототехніки.

Мехатронна система включає, як правило, такі складові :

- механічний пристрій або передача, яка передає зусилля на робочий орган машини;

- система приводів, що складається з виконавчих двигунів і силових перетворювачів;

- система управління, пов'язана з оператором або системою управління більш високого рівня ієрархії;

- датчики, що передають в систему управління інформацію про фактичний стан виконавчих двигунів або робочого органу машини.

Таким чином, машина-автомат складається з силової частини (безпосередньо приводу) і системи управління. Привід включає виконавчі двигуни, які здійснюють

перетворення електричної енергії, енергії рідини або газу в переміщення, механічні передачі, здійснюють зв'язку двигунів з робочими органами машини, а також датчики для контролю їх стану.

Система управління формує в часі керуючий вплив на елементи приводу для виконання машиною-автоматом необхідного алгоритму роботи. Системи управління цикловим (а іноді і позиційним) приводом являють собою пристрої релейного типу. Синтез таких систем може бути здійснений за допомогою відомих методів.

Пневматичні пристрої автоматики історично розвивалися від простих силових приводів до високорозвинених систем управління. За допомогою існуючих засобів пневмоавтоматики можна вирішити практично будь-яке завдання

Таким чином, в даний час основним напрямком підвищення ефективності систем позиційних приводів є підвищення якості управління в автоматичних системах. При цьому досягається задана точність при досить швидко змінюваних сигналах управління.

2.2. Рівняння руху пневмоциліндра односторонньої дії.

Розглянемо пневмоциліндр односторонньої дії, який застосовується в якості транспортуючого приводу для вакуумних захватних пристроїв. Його розрахункова схема приведена на рис.2.1. Вихідна ланка циліндра 1 при прямому ході рухається під дією сил стиснутого повітря. Зворотній хід відбувається під дією зворотної пружини 3. Для управління пневмоциліндром використаний 3/2 – розподільник з пневматичним управлінням. Положення поршня циліндра визначається координатою x.

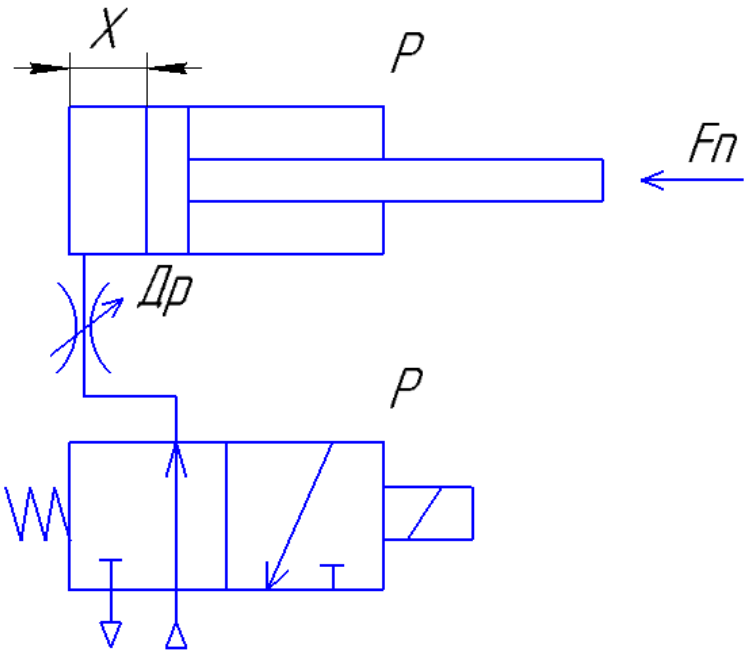


Рис.2.1. Розрахункова схема пневмоциліндра односторонньої дії.

В загальному випадку, при змінній масі рухомих елементів циліндра, рівняння руху привода має вигляд :

$$m_n \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{2}\frac{dm_n}{dx}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = S(p - p_a) - F_n; \qquad (2.1)$$

Де m_n - маса рухомих елементів циліндра;

S - площа поршня в робочій порожнині;

p - тиск в поршневій порожнині;

p_a - атмосферний тиск;

F_n - технологічне навантаження;

З рівняння енергетичного балансу отримаємо залежність тиску р від постійних і змінних параметрів привода

:

$$kRT_M G_M dt = kp\dot{x}dt + Sxdt \qquad (2.2),$$

Де k - показник адіабати;

R - газова стала;

T_M - абсолютна температура магістрального повітря;

G_M - масова витрата повітря в лінії підводу.

Похідна по часу від тиску з рівняння (2.1) буде:

$$\dot{p} = \frac{k}{x}\left(\frac{G_M RT_M}{S} - p\dot{x}\right) \qquad (2.3)$$

Масова витрата магістрального повітря для підкритичного режиму протікання, при зміні тиску від $p=p_м$ до p=0,5282 і показнику адіабати k=1,4, відповідно визначається:

$$G_M = \mu_n f p_M \sqrt{\frac{7}{RT_M}}\varphi\left(\frac{p}{p_m}\right) \qquad (2.4)$$

Де μ_n - коефіцієнт витрат повітря;

f - площа перерізу пневмолінії підводу.

Функцію витрати $\varphi(p/p_m)$ знаходимо з табличних даних, як результат чисельного інтегрування системи диференційних рівнянь руху пневмоциліндра односторонньої дії.

Далі використовуючи спрощену залежність для масової витрати, отримаємо:

$$G_M = \mu_n f p_M \sqrt{\frac{2}{RT_M}\frac{p}{p_M}\left(1-\frac{p}{p_M}\right)} \qquad (2.5)$$

Після підстановки значення масової витрати повітря з рівняння (2.5) в рівняння (2.3) отримаєм систему нелінійних диференційних рівнянь (2.6) в яких невідомими є x=x(t), p=p(t).

З системи диференційних рівнянь, чисельним інтегруванням знаходять залежність координати поршня *x* як функції від часу і тиску в поршневій порожнині циліндра *p* також як функцію від часу.

Для виконавчих пристроїв дискретної дії з програмним управлінням в класичній теорії пневмоприводів приймають наступну схему спрацьовування приводу. Циклограма пневматичного одностороннього привода с зворотною пружиною показана на рис.2.2 [32,36].

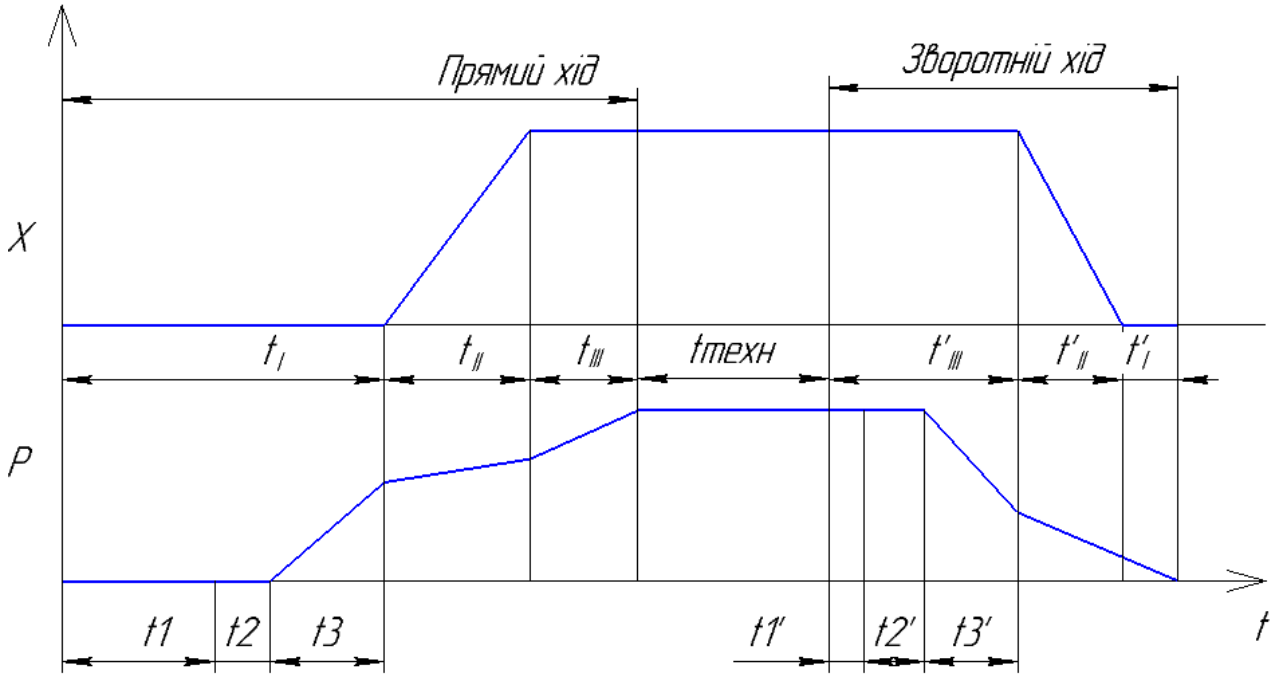


Рис.2.2. Циклограма роботи пневмоциліндра односторонньої дії с зворотною пружиною.

В дану циклограму доцільно включати не тільки інтервали часу руху і час технологічного вистою поршня, але і відповідні їм періоди зміни тиску в робочій порожнині циліндра

У вихідному положенні поршня (рис.2.1), початком роботи вважається момент подачі керуючого сигналу на переключення пневморозподільника, при якому поршень виконує прямий рух (час прямого руху $t_{пх}$). Після можливого відстою (технологічний час

$t_{техн}$) починається зворотній рух поршня (час $t_{пх}$). Час повного робочого циклу $t_ц = t_{пх} + t_{техн} + t_{пх}$.

При прямому та зворотному русі прийнято розрізняти три періоди: підготовчий $t_п$, період руху $t_р$ і заключний $t_з$ (для зворотного руху відповідно $t_п`$, $t_р`$ і $t_з`$).

Підготовчий період – інтервал часу з моменту подачі сигналу на переключення розподільника до початку руху поршня. Для спрощення задачі по визначенню часу $t_п$ вважають, що процеси наповнення робочої порожнини і спорожнення порожнини вихлопу починається після повного переключення розподільника і проходження хвилі тиску по обом пневмолініям. Тоді

$$t_ц = t_1 + t_2 + t_3, \qquad (2.7)$$

де t_1 - час переключення розподільника; t_2 - час розповсюдження хвилі тиску; t_3 - час зміни тиску в порожнинах пневмоциліндру до моменту початку руху поршня з місця.

Період руху $t_р$ - інтервал часу з моменту початку руху поршня з місця до його зупинки в кінці руху.

Заключний період $t_{зак}$ - інтервал часу, на протязі якого стабілізується тиск в порожнині пневмоциліндру після зупинки поршня в кінці руху: тиск в робочій порожнині порівнюється з магістральним тиском $p_м$, а в порожнині вихлопу дорівнює атмосферному тиску $p_а$.

В залежності від призначення, умов роботи і параметрів приводу при його спрацюванні кожний із перелічених періодів може опинитися найбільш важливим. Наприклад. для затискуючих приводів головним є час заключного періоду, а для приводів транспортуючих пристроїв головним є час руху, а час заключного періоду $t_{зак}$ може взагалі не враховуватись.

Значення тиску в робочій порожнині циліндра визначаємо з рівняння рівноваги сил, діючих на поршень на початку руху:

$$p_p = p_a + \frac{F_n}{S} \qquad (2.8)$$

Для визначення часу наповнення робочої порожнини циліндра, тобто коли тиск повітря збільшиться від початкового значення $p=p_н$ до значення $p=p_p$, що відповідає початку руху поршня, скористаємось рівнянням (2.2), яке при значенні швидкості $V=0$ $(\dot{x}=0)$ має вигляд:

$$kRT_M G_M dt = x_0 S dp \qquad (2.9)$$

Де x_o – значення початкової координати поршня.

Масова витрата повітря для підкритичного режиму протікання визначається по формулі (2.5).

Зважаючи на те, що при нерухомому поршні циліндра (до початку його руху) процес наповнення робочої порожнини може відбуватися тільки при надкритичному режимі тобто $p_p/p_м$ менше 0,5282. Тоді інтегрування рівняння (2.9) для надкритичного режиму (при показнику адіабати k=1,4) дає наступну залежність часу:

$$t_M = \frac{x_0}{\mu_n f\sqrt{RT_M}}\left(\frac{p_p}{p_м} - \frac{p_n}{p_м}\right) \qquad (2.10)$$

Якщо значення відношення тисків на початку і вкінці процесу наповнення робочої порожнини циліндра більше критичного, тобто $p_н/p_м$ більше 0,5282 і $p_р/p_м$ більше 0,5282, то відбувається підкритичний режим наповнення, і рівняння (2.8) при показнику адіабати k=1,4 після підстановки значення масової витрати з рівняння (2.5) буде:

$$dt = \frac{x_0 S}{2\mu_n f\sqrt{RT_M}}\frac{dp}{\sqrt{pp_M - p^2}} \qquad (2.11)$$

Після інтегрування останнього рівняння отримаємо:

$$t_n = \frac{x_0 S}{2\mu_n f\sqrt{RT_M}}\left[arcsin\left(\frac{2p_n}{p_M} - 1\right) - arcsin\left(\frac{2p_p}{p_M} - 1\right)\right] \qquad (2.12)$$

В випадку коли менше $p_н/p_м$ менше 0,5282 а $p_р/p_м$ більше 0,5282 то час руху поршня складається з двох додатків: перший відповідає надкритичному режиму, а другий – підкритичному режиму:

$$t_n = \frac{x_0 S}{2\mu_n f\sqrt{RT_M}}\left[0.528 - \frac{p_n}{p_M} - \frac{1}{2}\arcsin 0.056 + \frac{1}{2}arcsin\left(\frac{2p_p}{p_M} - 1\right)\right] \qquad (2.13)$$

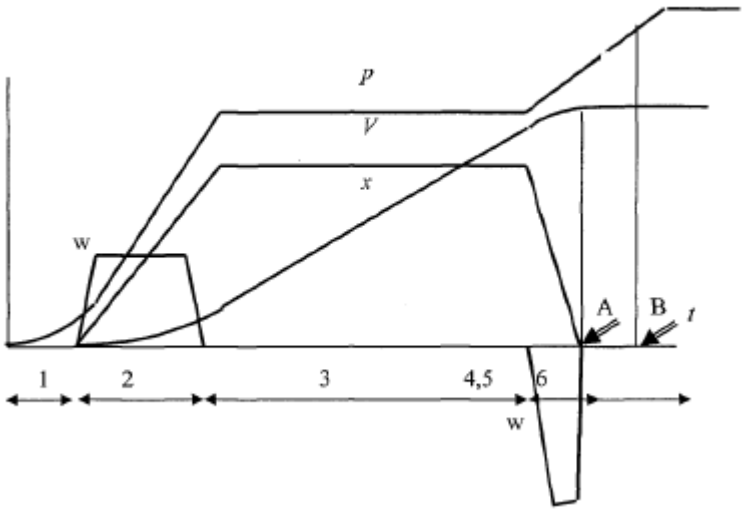


Рис.2.3. Характер зміни тиску p в робочій порожнині, швидкості V, прискорення w і координати поршня x.

В інтервалах часу, в яких розрахункові параметри змінюються повільно, ці параметри представлені як постійні.

На рис.2.3 показана залежність параметрів пневмоциліндра односторонньої дії в загальному випадку, тобто без врахування особливостей технологічної операції яку він виконує.

Інтервал часу 1 (рис.2.3) характеризує процес наповнення порожнини циліндра до початку руху; 2 – час прискореного руху поршня; 3 – час рівномірного руху поршня; 4 – час гальмування до зупинки; 5 – час зростання тиску; 6 – час кінцевого стану.

Необхідно зазначити, що фази 5 і 6 приведені на рис.2.3 важливі для роботи пневмоциліндрів з механічними захватними пристроями. На цих заключних фазах часу прямого ходу циліндра, поршень вже не рухається, але тиск в робочій порожнині зростає і відповідно збільшується зусилля, яке передається штоком на захватний пристрій.

Для досліджуваних пневмоциліндрів з вакуумними захватами фази руху 5,6 не важливі і їх можливо не враховувати, тобто прийняти повний час спрацювання циліндра який включає інтервали часу 1 – 4. Як показують розрахунки динамічних характеристик приводів односторонньої дії, час гальмування приводу незначний, але для пневмоциліндрів з вакуумними захватами доцільно проводити розрахунки по визначенню максимально припустимих сил інерції при гальмуванні.

2.3. Вплив параметрів приводу на час руху поршня.

.При дослідженні ставилася мета – визначити вплив різних конструктивних параметрів N, v, η та X_0 на динамічні параметри привода $X, \dot{X}, \ddot{X}, \tau$.

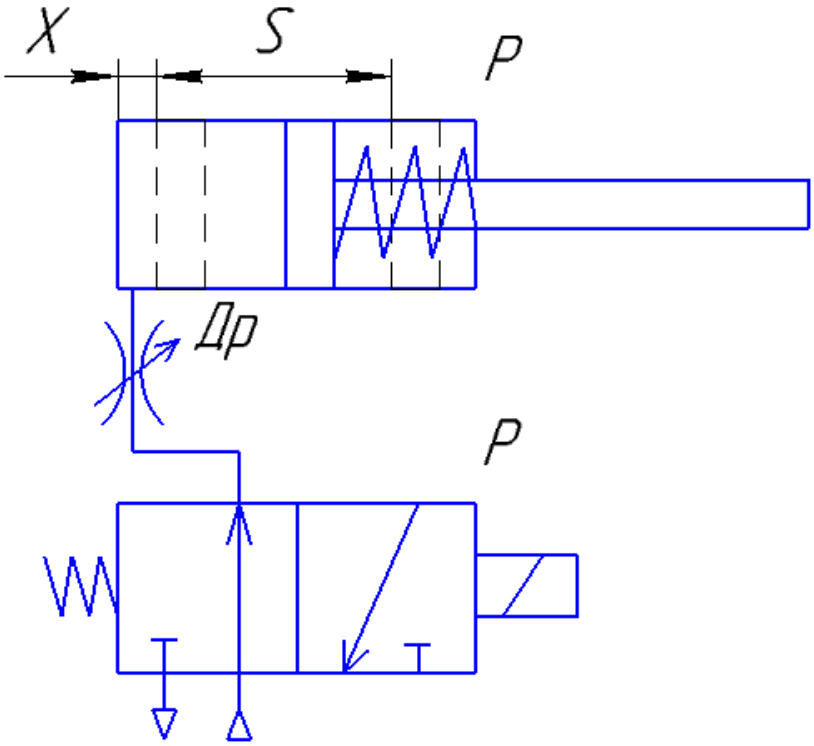


Рис. 2.4. Розрахункова схема пневмоциліндра односторонньої дії с зворотною пружиною.

Рішення математичної моделі здійснимо за допомогою програми MathCAD V15 /39/.

Для спрощення розрахунків розглянемо привод з великими значеннями конструктивного параметра N, тобто коли тиск в робочій порожнині пневмоциліндра односторонньої дії буде дорівнювати магістральному $p_м$ практично на всій довжині ходу поршня. Тоді рівняння руху може бути представлене в спрощеному виді /32/:

$$N^2 \frac{d^2}{d\tau^2} = 1 - \eta_a - \nu X$$

або

$$\ddot{X} + a_1 X - a_2 = 0,$$

Де:

$$a_1 = \frac{\nu}{N^2};$$

$$a_2 = \frac{1-\eta_a}{N^2};$$

Останнє рівняння є лінійним диференційним рівнянням рішенням якого є:

$$X = C_1 cos\beta_t + C_2 sin\beta_t + \frac{a_2}{a_1}$$

Де $\beta_t = \sqrt{a_1}$, так як із характеристичного рівняння слідує

$$k^2 + a_1 = 0$$

$$k = \pm\sqrt{a_1}$$

При τ = 0, X=0 і $\dot{X}$=0, тому $C_1 = -\frac{a_2}{a_1}$ і $C_2 = 0$.

Звідси $X = \frac{a_2}{a_1}(1 - cos\beta_t)$.

Щоб знайти τ_s, треба покласти в цьому рівнянні X = 1. Після простих перетворень отримаємо

$$cos\beta_{\tau_s} = 1 - \frac{a_1}{a_2}$$

або $\tau_s = \frac{1}{\beta}\arccos\left(1 - \frac{a_1}{a_2}\right)$.

Підставляючи замість a1, a2, і β їх значення будемо мати

$$= \frac{1}{\sqrt{v}} arccos\left[1 - \frac{v}{1-\eta_a}\right].$$

Із формули слідує, що при заданих значеннях v і η_a безрозмірний час τ_s лінійно залежить від N.

Транспортуючі пневмоприводи з вакуумними захватами мають практично постійну масу рухомих елементів, що обумовлено функціональними можливостями вакуумних захватів. Внаслідок цього, можливо знехтувати величиною конструктивного параметра привода і спростити приведені вище рівняння та розрахунки. При N=0 рівняння руху буде мати вигляд:

$$Y - vX - \eta_a = 0.$$

Підставивши з останнього рівняння значення Y та його диференціал

dY=vdX в рівняння зміни тиску в порожнині циліндра при надкритичному режимі течії, після інтегрування отримаємо наступну залежність між безрозмірними параметрами часу і переміщення поршня *X*:

$$\tau = \frac{1}{\varphi(Y_*)}\left[\frac{1+k}{2k}vX^2 + \frac{1}{k}(vX_0 + k\eta_a)X\right]$$

Підставивши в дане рівняння значення X=1, що відповідає робочому ходу поршня , отримаємо залежність для визначення значень безрозмірного часу повного ходу і тиску в кінці руху поршня:

$$\tau = \frac{1}{\varphi(Y_*)}\left[v\left(\frac{1+k}{2k} + \frac{X_0}{k}\right) + \eta_a\right],$$

$$Y_s = v + \eta_a$$

Дане рівняння, доцільно використовувати також, для визначення допустимих параметрів шорсткості зворотної пружини або навантаження при заданій величині безрозмірного часу.

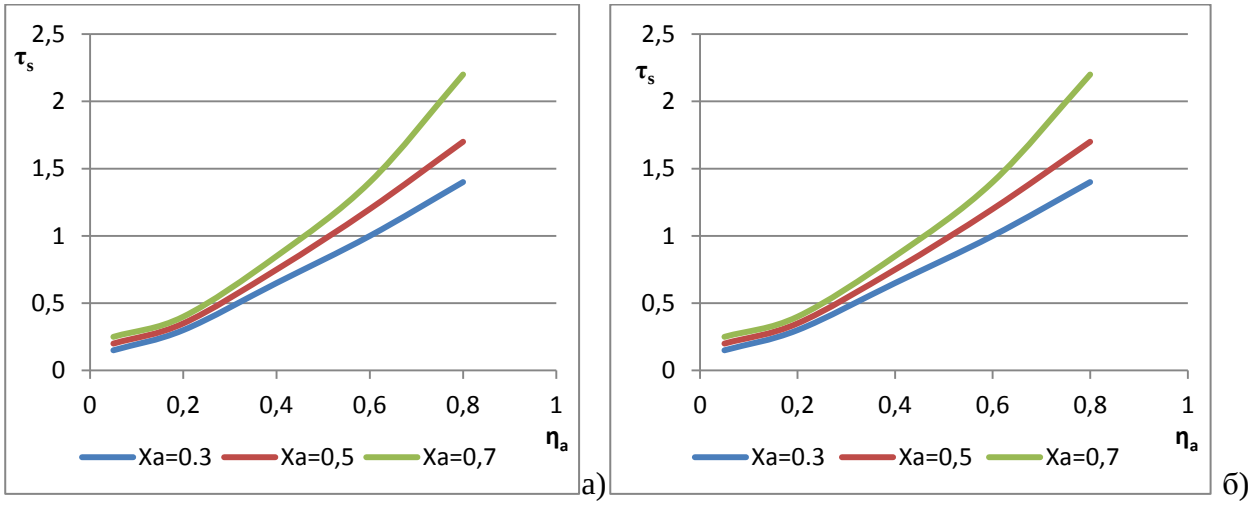
Таким чином початковий об’єм порожнини циліндра залежить від конструктивних особливостей привода і впливає на значення часу переміщення поршня значно менше , ніж шорсткість зворотної пружини або технологічне навантаження на шток.

$$t = \frac{\Delta V p_d}{G_* RT},$$

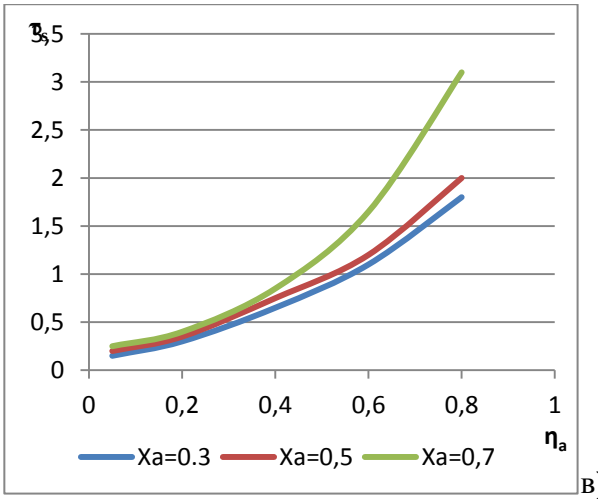
$$\Delta V = V - V_0$$

Де V0 і V— об’єми поршневої порожнини (початковий і кінцевий);

pd — тиск повітря, що необхідний для подолання всіх сил опору в приводі.



а) б)



в)

Рис. 2.5. Безрозмірний час τ_s руху поршня одностороннього циліндра зі зворотною пружиною при прямому русі ($\xi = 0.15$). а: Vд = 0.05; б: Vд = 0.1; в: Vд = 0.4;

Рішення математичної моделі здійснимо за допомогою програми MathCAD V15 та отримані наступні результати.

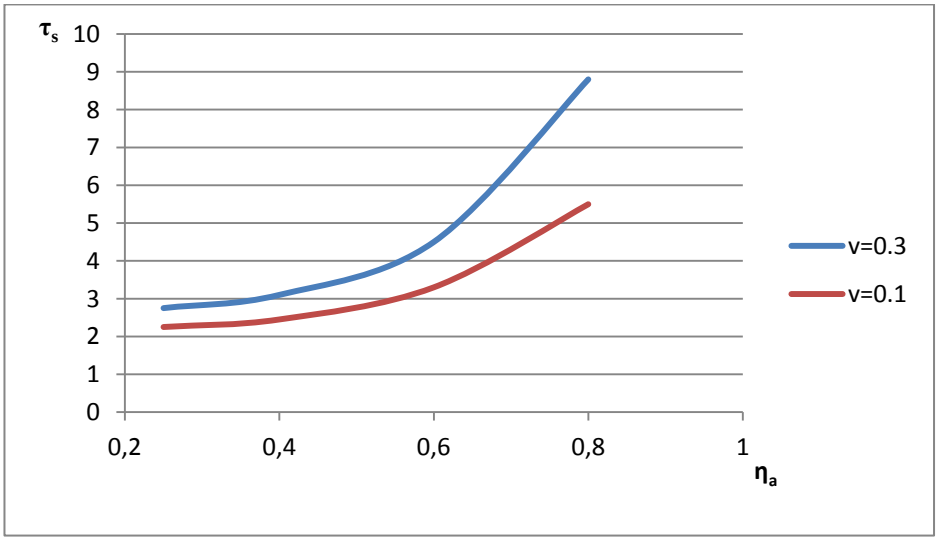


Рис.2.6 Графік залежності відносного часу τ_s прямого ходу пневмопривода з поворотною пружиною від навантаження η_a при різній відносній жорсткості v для N= 1.

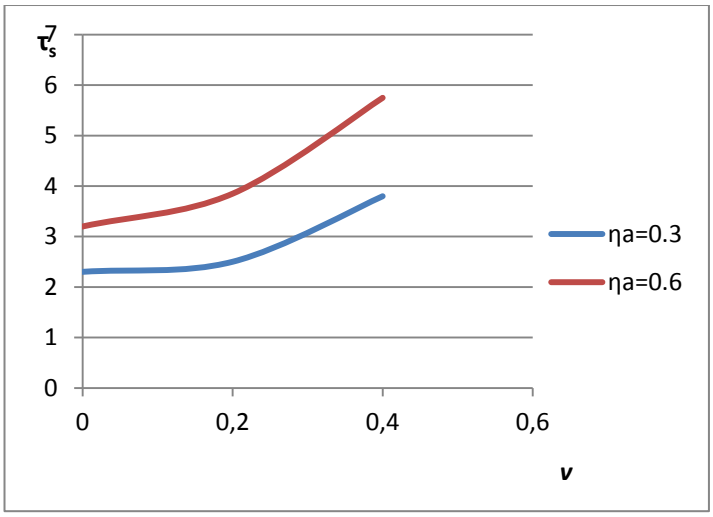


Рис.2.7. Графік залежності відносного часу τs прямого руху пневмоциліндра зі зворотною пружиною від її відносної відносній жорсткості v для N= 1.

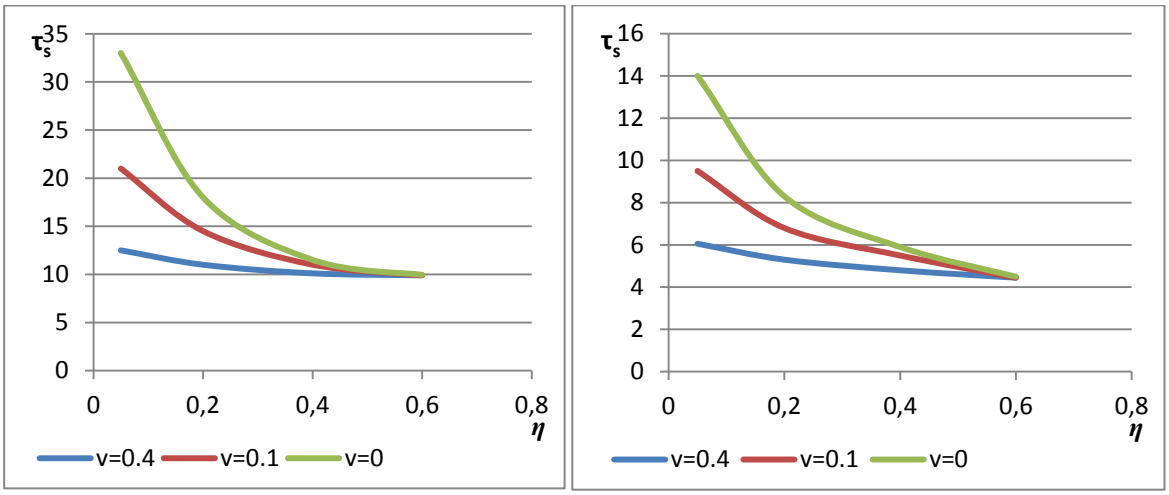


Рис.2.8. Графік залежності відносного часу τs зворотнього руху пневмоциліндра зі зворотною пружиною від навантаження η при різній жорсткості v. а: N = 5; б: N = 2;

2.4. Визначення впливу параметрів пневмоприводу на його динаміку при лінійній залежності безрозмірного часу спрацювання від конструктивного параметру.

Метою роботи є дослідження впливу параметрів привода на його динаміку заданих безрозмірних значеннях жорсткості пружини Сп і навантаженні Fт безрозмірний час tc лінійно залежить від конструктивного параметру N [34].

Закон руху поршня пневмоциліндра односторонньої дії с зворотною пружиною може бути описаний наступним рівнянням [39]:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = (p - p_a)F - P_r - P_t - P_{pt} \qquad (1)$$

де m – маса рухомих частин привода;

x – поточна координата положення поршня;

p – поточне значення тиску в поршневій порожнині;

p_a – атмосферний тиск .

Математична модель пневмопривода, в загальному вигляді, представляє систему диференційних рівнянь, що описують рух виконавчого пристроя з урахуванням законів зміни тисків в порожнинах пневмоциліндра, сил тертя і зовнішних навантажень.

$$\begin{cases} m\frac{d^2x}{dt^2} = (p - p_a)F - P; \\ kRT_m dM_m = kpdV + vdp; \\ dM_m = \mu f B \frac{p_v}{\sqrt{T_m}}\varphi(Y)dt; \end{cases} \qquad (2)$$

Де $P = P_r + P_t + P_{pt};$

$$Y = \frac{p}{p_m};$$

$$V = Fx, \qquad dv = Fdx;$$

Рішення системи диференційних рівнянь (2) можливо тільки за допомогою методів чисельного інтегрування. Але для окремих режимів роботи пневмоприводів можливо отримати спрощенні рішення, перевагою яких є встановлення взаємозв'язку між окремими параметрами, що дозволяє спростити дослідження.

Спрощений розрахунок динамічних процесів в пневмоприводах доцільно проводити в безрозмірних параметрах.

Схемне включення пневмоциліндра односторонньої дії с зворотною пружиною та його розрахункова схема приведена на рис.2.4.

Будем вважати, що при заданих безрозмірних значеннях жорсткості пружини Сп і навантаженні Fт безрозмірний час tc лінійно залежить від конструктивного параметру N.

Для приводів, що мають малу масу рухомих елементів величиною безрозмірного конструктивного параметра можно знехтувати. Тоді рівняння руху привода має вид:

$$Y - C_п X - F_т = 0, \qquad (2)$$

де Y – безрозмірний тиск в робочій порожнині;

$C_п$ – безрозмірна жорсткість пружини;

$F_т$ – відносне навантаження привода односторонньої дії з урахуванням атмосферного протитиску.

Підставив отримане з рівняння (2) значення Y та його диференціала в рівнняння зміни тисків в порожнині циліндра при надкритичному режимі, після інтегрування одержимо залежність між безразмірними параметрами часу t_c і переміщенням X:

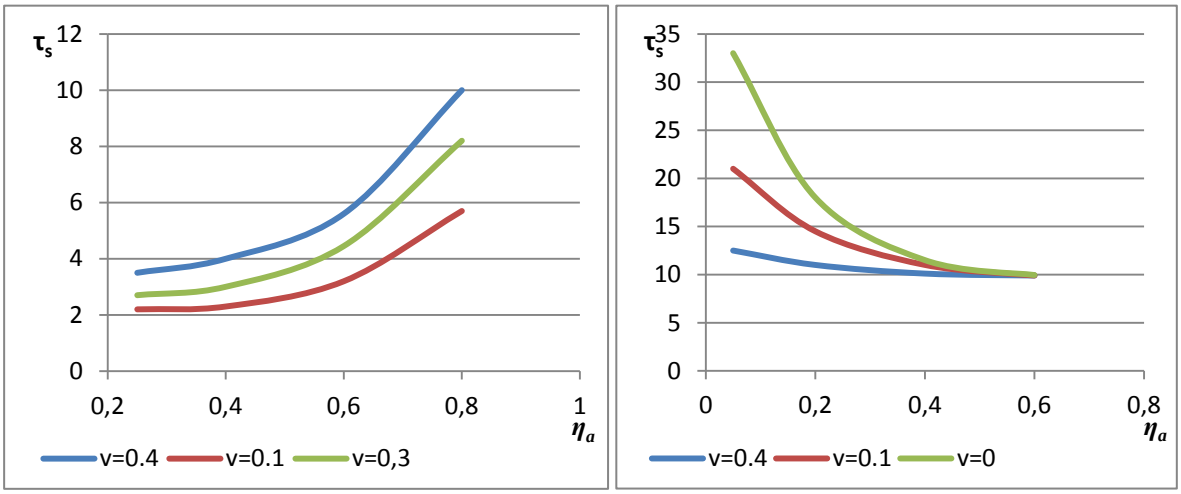
$$t_c = \frac{1}{\varphi(Y_*)}\left[\frac{1+k}{2k}c_n X^2 + \frac{1}{k}(c_n X_0 + kF_n)X\right] \qquad (3)$$

Прийняв функцію $\varphi<p(Y) = c_p(Y_*) = const$, і підставив знвчення $X=1$, що відповідає робочому ходу s , та використовуючи рівняння (2) отримаєм формули для визначення безрозмірного часу переміщення штока і тиску в кінці ходу:

$$t_c = \frac{1}{\varphi(Y_*)}\left[c_n\left(\frac{1+k}{2k} + \frac{X_0}{k}\right) + F_n\right]$$

$$Y_s = c_n + F_n. \qquad (4)$$

Розрахунки проводились в системі комп ютерного моделювання MathCAD V15;



а) б)

Рис.2.9. Залежність безразмірного часу від навантаження для різних значень жорсткості пружини: а) – прямий хід привода; б) – зворотний хід привода.

2.5. Вплив параметрів привода на регулювання швидкості.

Розглянемо приклад побудови програми розрахунку перехідного процесу в пневмоприводі з гальмуванням шляхом подачі протитиску в вихлопну порожнину. Програма написана на основі мови програмування MathCAD /39,40/.

У програмі фігурними дужками і виносними лініями з номерами відзначені основні етапи складання програми. Розглянемо докладніше послідовність складання програми відповідно до визначеної в програмі нумерацією.

1. На початку програми задають крок інтегрування, значення конструктивних параметрів, параметрів навантаження, параметрів газу, а також виробляють необхідні арифметичні розрахунки.

2. Далі створюється масив, що включає визначаючі змінні. У кожен рядок цього масиву MathCAD занесе чисельні значення внутрішнього масиву, які заносяться у внутрішній масив на кожному кроці інтегрування. В результаті розмір масиву (кількість осередків) буде залежати від кроку інтегрування і часу перехідного процесу. Розмір масивів MathCAD формує автоматично.

В даному прикладі створюється масив з наступними поточними значеннями змінних: p_1 - тиск газу в порожнині нагнітання, p_2 - тиск газу в вихлопної порожнини, t - час перехідного процесу,x, x’ і x”- координата, швидкість і прискорення руху приводу відповідно .

Надалі цей масив в нашому випадку використовується для побудови графіків перехідних процесів.

3. Обчислення (рішення диференціальних рівнянь) виконуються в програмному модулі, який відокремлюється від масиву вертикальною лінією.

4. Розрахунок в програмному модулі починається з присвоєння всім змінним їх початкових значень. У програмному модулі початковим тискам в порожнині нагнітання p, і вихлопної порожнини p_2 присвоюються відповідно значення атмосферного p_a і магістрального $p_м$ тисків: $p_1 \leftarrow p_a$ і $p_2 \leftarrow p_м$. Іншим параметрами присвоюються числові початкові значення (в даному випадку - нульові): $x \leftarrow 0$, $dx \leftarrow 0$, $ddx \leftarrow 0$, $t \leftarrow 0$, $j \leftarrow 0$ (j - номер комірки в кожному рядку масиву). Числові значення атмосферного P_A і магістрального $p_м$ тисків задані на початку програми поза програмного модуля .

5. Після введення початкових значень записується логічне умова, яке дає команду на припинення розрахунків. В даному прикладі логічним умовою є обмеження розрахунку перехідного процесу по часу: while $t < 2.1$, тобто. розрахунок буде виконуватися до тих пір, поки час перехідного процесу не стане більшим, ніж 2,1 с.

6. Далі створюється внутрішній програмний модуль.

7. Розрахунки у внутрішньому модулі починаються з заповнення нульових комірок ($j = 0$) в кожному рядку внутрішнього масиву, який стоїть в кінці програми. Параметри цього масиву для зручності позначимо аналогічно позначенням зовнішнього масиву з додаванням в кожному рядку літери M.

8. У внутрішньому програмному модулі відбувається рішення рівнянь математичної моделі приводу, тобто здійснюються розрахунки всіх змінних на кожному кроці інтегрування. В даному випадку чисельне інтегрування виконується за методом Ейлера, який відрізняється простотою і наочністю і дає повне уявлення про фізичні процеси, так як за своєю суттю відображає відомі фізичні закони.

9. Всі одержані в результаті розрахунків значення змінних заносяться у внутрішній масив. Цей масив повинен містити таку ж кількість рядків, як і зовнішній масив (п. 2). Всі числові значення внутрішнього масиву переносяться до відповідних рядків зовнішнього масиву.

2.6. Програма розрахунку перехідного процесу в пневмоприводі

$dt := 0.001$ – шаг интегрирования

$R := 287$ - газовая постоянная

$T_M := 290$ - температура газа в магистрали

$k := 1.4$ – показатель адиабаты для воздуха

$P_A := 98000$ - атмосферное давление

$P_M := 500000$ – давление магистрали

$P_{M2} := 320000$ – противодавление

$S := 0.6$ – длина хода пневмоцилиндра

$M := 10$ – масса подвижных частей

$N := 30$ – статическая нагрузка

$x_{01} := 0.08$ – приведенная координата

$x_{02} := 0.08$ – приведенная координата

$D_1 := 0.06$ – диаметр поршня

$D_2 := 0.02$ - диаметр штока

$D_L := 0.008$ – диаметр трубопровода

$h := 300$ – коэффициент вязкого трения поршня

$\xi_1 := 65$ – коэффициент сопротивления подводящей линии

$\xi_2 := 100$ - коэффициент сопротивления выхлопной линии

$\xi_{2B} := 2000$ – коэффициент сопротивления выхлопной линии при торможении

$\xi_{2H} := 67$ – коэффициент сопротивления линии противодавления

$x_t := 0.91S$ – координата начала торможения

$F_1 := \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2$ – площадь поршня

$F_2 := \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_1^2 - D_2^2\right)$ – полезная площадь поршня в штоковой полости

$f_1 := \frac{\pi}{4} \cdot D_L^2$ – площадь сечения подводящей линии

$f_2 := \frac{\pi}{4} \cdot D_L^2$ – площадь сечения отводящей линии

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ ddx \\ t \\ V \\ x \end{pmatrix} :=$$

$P_1 \leftarrow P_A$

$P_2 \leftarrow P_M$

$x \leftarrow 0$

$dx \leftarrow 0$

$ddx \leftarrow 0$

$t \leftarrow 0$

$j \leftarrow 0$

while $t \le 2.5$

$PP1_j \leftarrow P_1$

$PP2_j \leftarrow P_2$

$tt_j \leftarrow t$

$xx_j \leftarrow x$

$VV_j \leftarrow dx$

$DDx_j \leftarrow ddx$

$ddx \leftarrow \frac{\left[P_1 \cdot F_1 - P_2 \cdot F_2 - P_A \cdot \left(F_1 - F_2\right) - N - h \cdot dx\right]}{M}$

$dP_1 \leftarrow \frac{\left(k \cdot f_1 \cdot \sqrt{R \cdot T_M}\right)}{F_1 \cdot \left(x + x_{01}\right) \cdot \sqrt{\xi_1}} \cdot \sqrt{P_M^2 - P_1^2} - \frac{k P_1}{x + x_{01}} \cdot dx$

$$H_B \leftarrow \begin{cases} 1 & \text{if } x < x_t \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$H_{BM2} \leftarrow \begin{cases} 1 & \text{if } x \geq x_t \wedge P_2 > P_{M2} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$H_{HM2} \leftarrow \begin{cases} 1 & \text{if } x \geq x_t \wedge P_2 < P_{M2} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$dP_2 \leftarrow H_B \cdot \frac{-k \cdot f_2 \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot \left(\frac{P_2}{P_M}\right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} \cdot \sqrt{P_2^{\,2} - P_A^{\,2}}}{F_2\left(S - x + x_{02}\right) \cdot \sqrt{\xi_2}} \ldots$$

$$+ H_{HM2} \cdot \frac{k \cdot f_2 \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_2\left(S - x + x_{02}\right) \cdot \sqrt{\xi_{2H}}} \cdot \sqrt{\left|P_{M2}^{\,2} - P_2^{\,2}\right|} \ldots$$

$$+ -H_{BM2} \cdot \frac{k \cdot f_2 \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot \left(\frac{P_2}{P_M}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{\left|P_2^{\,2} - P_{M2}^{\,2}\right|}}{F_2\left(S - x + x_{02}\right) \cdot \sqrt{\xi_{2B}}} + \frac{k \cdot P_2}{S - x + x_{02}} \cdot dx$$

$$dx \leftarrow dx + ddx \cdot dt$$

$$x \leftarrow x + dx \cdot dt$$

$$P_1 \leftarrow P_1 + dP_1 \cdot dt$$

$$P_2 \leftarrow P_2 + dP_2 \cdot dt$$

$$t \leftarrow t + dt$$

$$j \leftarrow j + 1$$

$$ddx \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } x \leq 0 \vee x \geq S \\ ddx & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$dx \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } x < 0 \vee x \geq S \\ dx & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$x \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } x \leq 0 \\ S & \text{if } x \geq S \\ x & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$P_1 \leftarrow \begin{cases} P_M & \text{if } P_1 \geq P_M \\ P_1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$P_2 \leftarrow \begin{cases} P_A & \text{if } P_A \geq P_2 \\ P_2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\begin{pmatrix} PP1 \\ PP2 \\ DDx \\ tt \\ VV \\ xx \end{pmatrix}$$

На підставі даних зовнішнього масиву MathCAD дозволяє побудувати графіки зміни параметрів, що входять в цей масив.

На рис. 2.10. зображені графіки зміни параметрів пневмопривода при гальмуванні шляхом подачі протитиску в вихлопну порожнину.

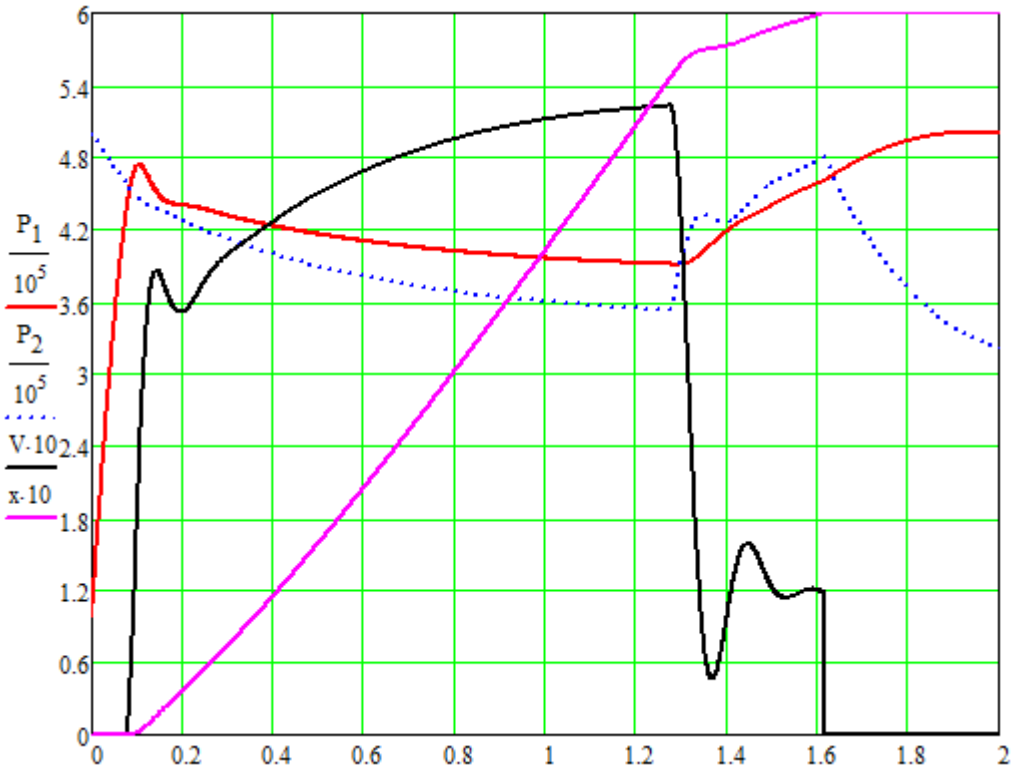


Рис. 2.10. Графік зміни параметрів пневмопривода при гальмуванні

З малюнка видно, що при досягненні приводом координати початку гальмування x_1 = 0.91, S = 0,546 м (в момент часу t = 1,3 с) відбувається підвищення тиску в вихлопної порожнини (крива 4). В результаті швидкість приводу зменшується до деякої мінімальної величини (крива 1). В результаті за рахунок зниження швидкості тиск в порожнині нагнітання підвищується (крива 3). Після зупинки тиск у вихлопній порожнині (крива 4) падає до величини протитиску P_{M2}, а тиск в порожнині нагнітання (крива 3) зростає до магістрального тиску $p_м$.

2.7. Способи гальмування . Транспортуючі пневмоприводи з гальмовими пристроями.

Пневматичні приводи двосторонньої дії частіше всього використовуються для допоміжних рухів приводів машин і призначені для операцій, що не потребують регулювання законів переміщення виконавчих органів. Тому вони широко застосовуються для переміщення вакуумних захватів з об єктами транспортування в дискретних процесах з цикловим управлінням.

В таких процесах найбільш важливе значення має точність позиціювання, час переміщення виконавчого пристроя та припустимі інерційні навантаження при роботі привода. З точки зору точності зупинки і припустимих інерційних навантажень найбільш відповідальними етапами руху пневмопривода являється процес гальмування і зупинки рухомих елементів привода.

Тому в даному розділі проводяться дослідження процесів гальмування вихідної ланки привода, вибору закону гальмування та оцінки параметрів, що впливають на точність позиціювання і величину інерційного навантаження.

Використання методів комп ютерного розрахунку і моделювання приводів необхідно визначити закон перемішення поршня пневмоциліндра при регулюванні його швидкості шляхом дроселювання ліній привода або регулюваням тиску в порожнинах циліндра.

В якості виконавчих двигунів в системах дискретного управління застосовують стандартні пневмоциліндри, а в деяких випадках спеціальні циліндри, що відрізняються від стандартних наявністю допоміжних пристроїв, підвищуючих ефективність їх використання.

Гальмівни пристрої призначені для зменшення швидкості руху виконавчого механізма по заданному закону (гальмування) і зупинки його в заданій позиції. Важливість гальмівних пристроїв зростає при збільшенні максимальної швидкості руху, маси, що переміщується та частоти спрацювання привода. В даний час для транспортуючих приводів с вакуумними захватами використовується як внутрішне гальмування (конструкції з внутрішними демферами), так зовнішне гальмування, а також їх комбінація.

При внутрішньому гальмуванні відбувається управління тиском в робочій порожнині – Р1 і порожнині вихлопу циліндра - Р2. Гальмування з управлінням тиском Р1 (гальмування на вході) характеризується високою кінетичною енергією рухомих елементів циліндра, простотою конструкції і управління. Якщо гальмування приводу відбувається с включенним живленням, а зупинка виконавчого пристроя відбувається в кінці ходу (зупинка по упору), то необхідно обмежити робочу швидкість, щоб забезпечити безударну зупинку.

Гальмування з управлінням тиском Р2 характеризується низькою витратою стиснутого повітря, по зрівнянню з першим способом. В вихлопній порожнині циліндра створюється підпор, а перепад тисків на поршні може бути відємним, так як порожнина підводу при русі поршня циліндра робе на розширення стиснутого повітря. Зупинка поршня в даних умовах можлива з відскоком, що потребує використання додаткових стопорних пристроїв і ускладнює конструкцію привода.

Недоліки вище представленних способів гальмування повинні бути усунені організацією раціональних способів гальмування, які розробляються на базі математичного моделювання процесів гальмування та визначенні впливу параметрів на динаміку привода.

Відомі компанії, такі як «Фесто», «Camozzi» пропонують пристрої і методи для гальмування і зупинки пневмоциліндрів з використанням вбудованних регулюємих дроселів (рис.2.11) та додаткових зовнішних демпферів (рис.2.12).

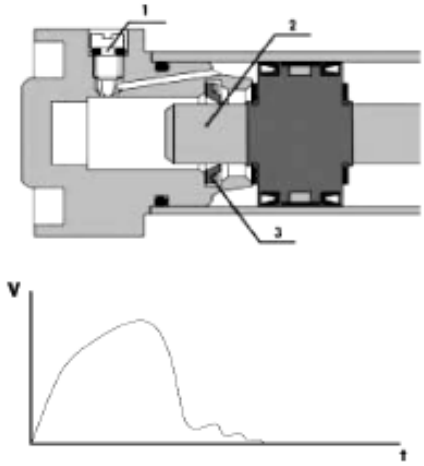


Рис.2.11. Вбудований регульованний демпфер:

1 – дросель; 2 – втулка демпфера; 3 – ущильнююча манжета.

При використанні такої конструкції (рис.2.1) гальмування починається в момент входу втулки демпфера в манжетне ущильнення. При цьому відбувається «запірання» об єму повітря і утворення повітрянної «подушки». Кінетична енергія рухомих мас привода перетворюється в потенційну енергію стиснення повітря, що приводе до зменшення швидкості поршня циліндра.

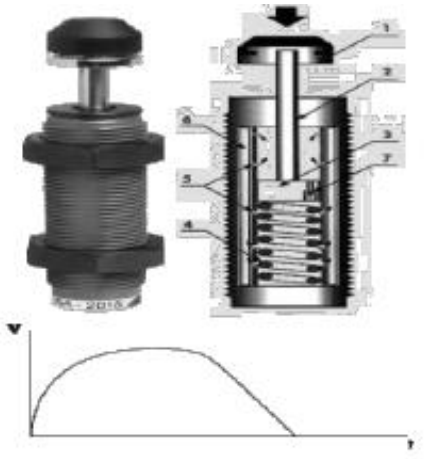


Рис.2.12. Гідравлічний амортизатор:

1- нейлоновий упор; 2- шток поршня; 3 – поршень; 4 – зворотня пружина; 5 – отвір; 6 – акумулятор; 7 – зворотній клапан.

Інший пристрій, що пропонується фірмами – зовнішній гідравлічний демпфер серії 43 (рис.2.13) – дозволяє не тільки ефективно здійснювати процес гальмування, але і встановлювати стабілізацію швидкості рухомих мас привода на заданому рівні.

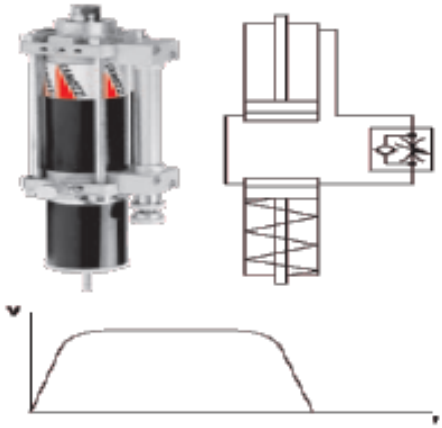


Рис.2.13. Гідравлічний демпфер.

Встановлений паралельно з пневмоциліндром демпфер пасивно сприймає навантаження і компенсує зміни швидкості привода. Функцію акумулятора при цьому виконує пневмоциліндр односторонньої дії.

Таке схемне рішення дає можливість регулювати швидкість і вирішити задачу здійснення різних швидкостей руху транспортуючих циліндрів з вакуумними захватами.

Особливості внутрішнього гальмування накладають обмеження на максимальну швидкість руху пневмоциліндра, так як вона залежить від витрати стиснутого повітря, що має високу стискаємість. Точність позиціювання заліжить від геометричних параметрів (діаметр, хід).

Задачею досліджень даного розділу є оцінка динамічних характеристик приводу на його швидкодію та розробка спрощених методів розрахунку на етапі проектування.

Для цього, на першому етапі, приймалась розрахункова схема, що відповідала одному з способів гальмування приводу.

На другому етапі розрахунків, використовуючи математичний опис динаміки приводу двосторонньої дії, обгрунтований в роботах Герц Е.В., Попова Д.Н, що представляє систему нелінійних диференційних рівнянь, описуючих поведінку привода в процесі гальмування. Для спрощення розрахунків були прийняті наступні припущення [31-36].

1. Тиск і температура стиснутого повітря вважались постійними $p_n=const$, $T_n=const$.

2. Так як процеси гальмування відбуваються за короткий проміжок часу, то термодинамічні процеси, що відбуваються приводі, приймались адіабатними.

3. Враховуючи функціональну обмеженість вакуумних захватних пристроїв, навантаження на штоку циліндра також приймалось постійним *m=const.*

4. Так як тиск в пневмосистемі не перебільшував 1МПа, то стиснуте повітря вважалось ідеальним газом.

5. При наявності консистентного змащування рухомих елементів привода сухим тертям можливо знехтувати.

Дослідження виконувалось для типового робочого циклу пневмоциліндрів двосторонньої дії: до переключення розподільника тиск повітря на його входідорівнює 0,6 МПа; після переключення розподільника відбувається висування штока на задану довжину L1, зменшення швидкості штока до швидкості позиціювання регулюється дроселем (рис.2.14); зупинка штока здійснюється за допомогою зовнішнього гальмування.

Програма моделювання процесів гальмування пневмоциліндра в системі комп'ютерного моделювання Matlab 2015. Рішення системи рівнянь проводилось при наступних основних вихідних даних:

D = 0,06 м – діаметр поршня циліндра;

D = 0,04 м – діаметр штока циліндра;

S = 0,6 м – хід циліндра;

$P_м$ = 0,6 МПа – магістральний тиск ;

$P_a = 1 * 10^5$ Па – атмосферний тиск;

K = 1,4 – показник адіабати;

$T_н$ = 293 К – температура стиснутого повітря;

μ_1=0.6- коефіцієнт витрати;

R = 287 – газова стала, Дж/(кг К);

L = 0,15 – 0,3 м – координата позиціювання пневмоциліндра.

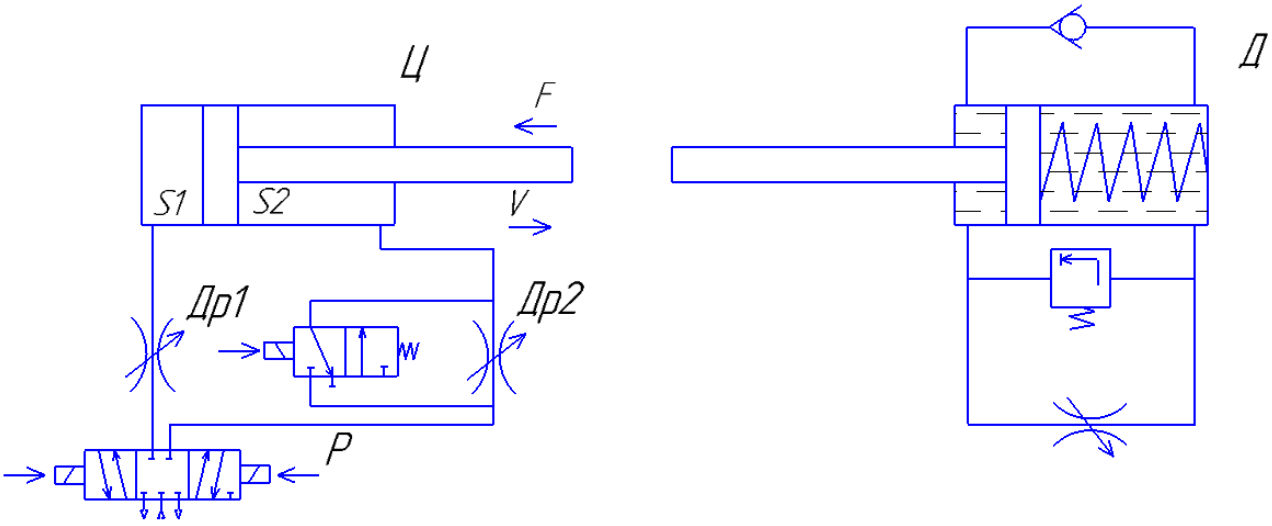


Рис.2.14. Розрахункова схема привода з зовнішним гальмуванням.

Початкові умови дя моделювання автоматизованого ППП:

$$Y(1) = x_1;\ Y(2) = v_1;\ Y(3) = L;\ Y(4) = V;\ Y(5) = p_1;\ Y(6) = p_2;\ Y(7) = x_3;\ Y(8) = v_3;$$
$$Y(9) = x_4;\ Y(10) = v_4;\ Y(11) = y;\ Y(12) = V_{toz};\ Y(13) = p_{toz};$$

$$\text{При } t_0 = 0 \Rightarrow \begin{cases} Y(1) = 0 \\ Y(2) = 0 \\ Y(3) = 0 \\ Y(4) = 0 \\ Y(5) = 0 \\ Y(6) = 6 \cdot 10^5 \\ Y(7) = 0{,}004 \\ Y(8) = 0 \\ Y(9) = 0 \\ Y(10) = 0 \\ Y(11) = 0 \\ Y(12) = 0 \\ Y(13) = 0 \end{cases}$$

Результати розрахункового екперименту процесу гальмування пневмоциліндра двосторонньої дії представлені на рисунках 2.5 – 2.6. Графіки показують зміну основних параметрів привода: L, V, a, P, x на участку розгону t_p, сповільнення t_c і зупинки поршня $t_з$.

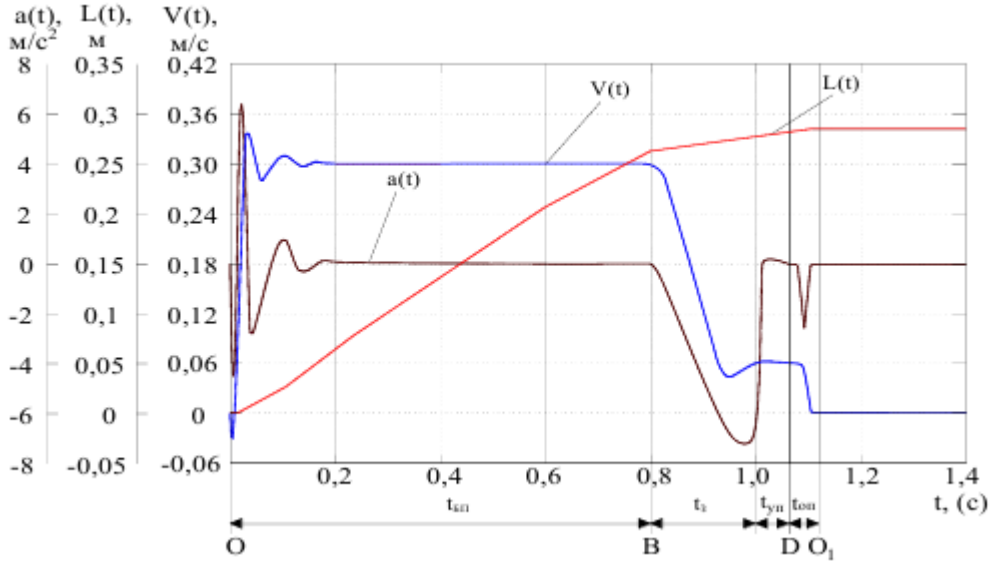


Рис. 2.15. Зміна параметрів пневмоциліндра:

a (t) – прискорення; V(t) – швидкість переміщення; L(t) – переміщення.

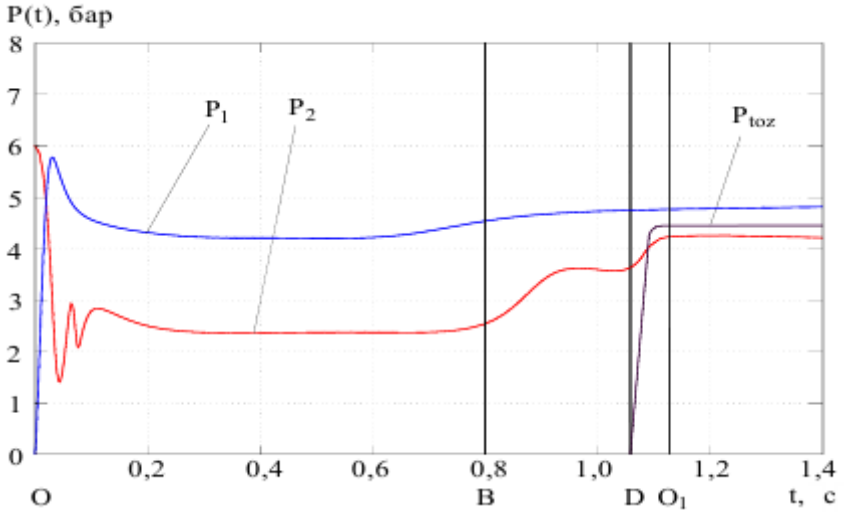


Рис.2.16. Зміна тисків в лініях пневмоциліндра:

P1 – тиск в лінії нагнітання; P2 – тиск в вихлопной лінії.

При моделюванні більш уважно досліджувались перехідні участки сповільнення руху привода, тобто перехід від початку гальмування до повної зупинки поршня. Результати представлені на рис.2.17.

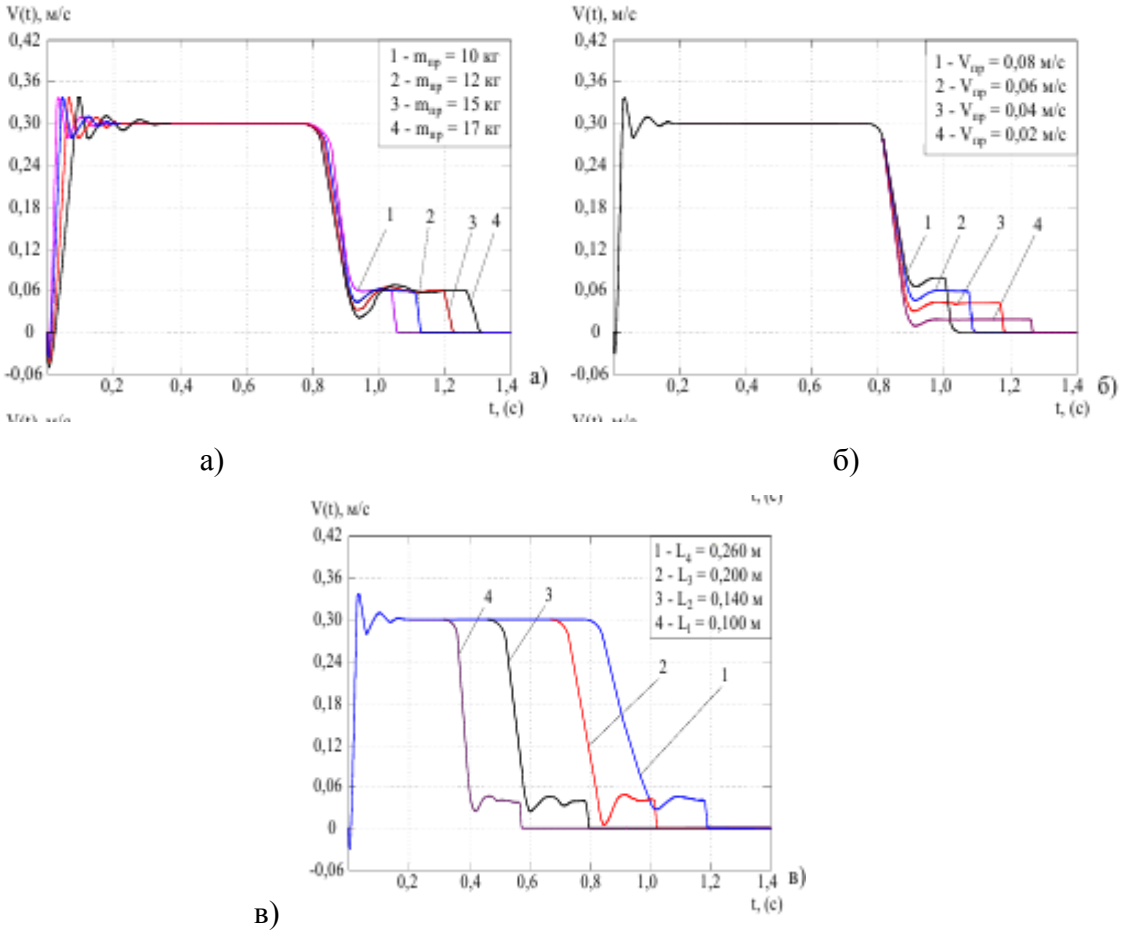


Рис.2.17. Залежність динамічних характеристик привода від його параметрів.

Вплив маси ,що переміщюється на перехідні процеси в приводі , а також на точність і час позиціювання приведені на рис.2.17,а.

На рис.2.17,б приведені результати дослідження впливу швидкості привода на час і точність позиціювання. Показано, що швидкість поршня циліндра суттєво впливає на точність і час позиціювання.

Встановлений суттєвий вплив заданої координати позиціювання на точність позиціювання на однаковій ділянці гальмування приводу (рис.2.17,в).

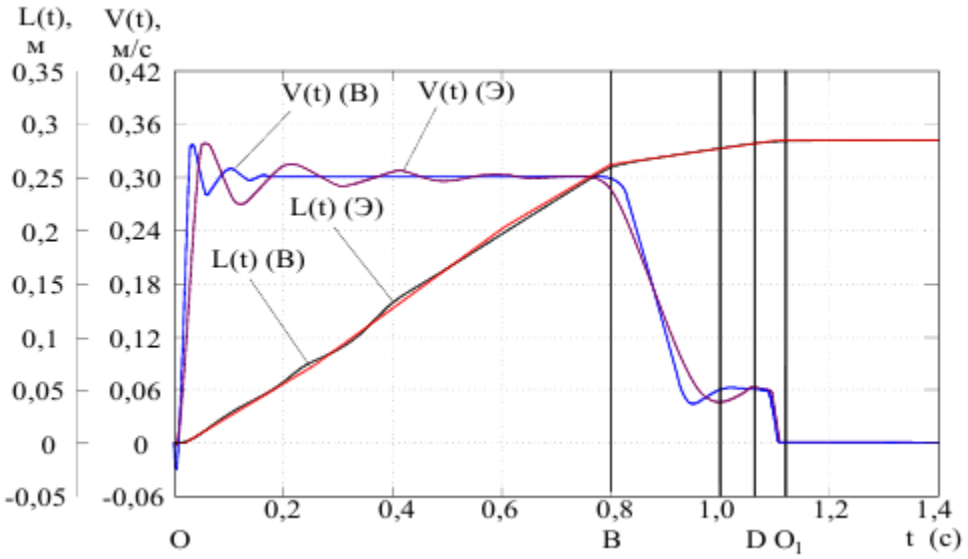


Рис. 2.18. Траєкторія руху привода.

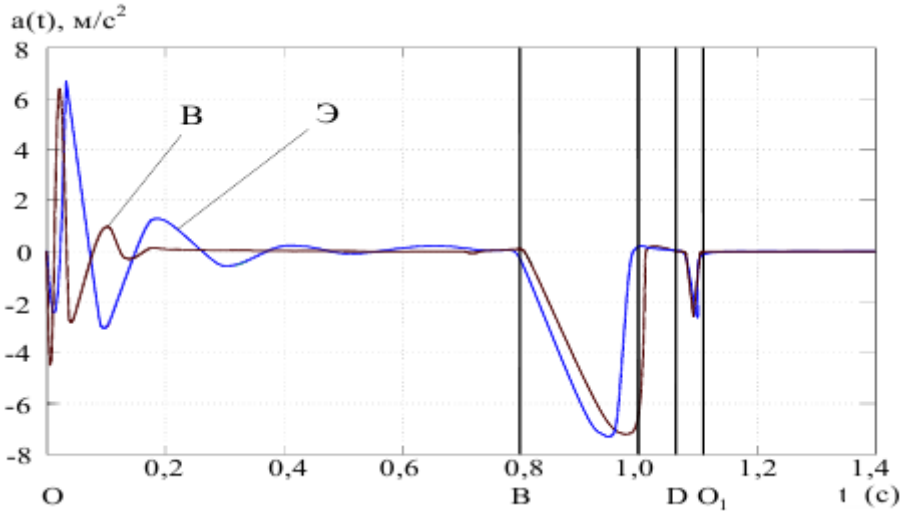


Рис.2.19. Прискорення рухомих елементів привода.

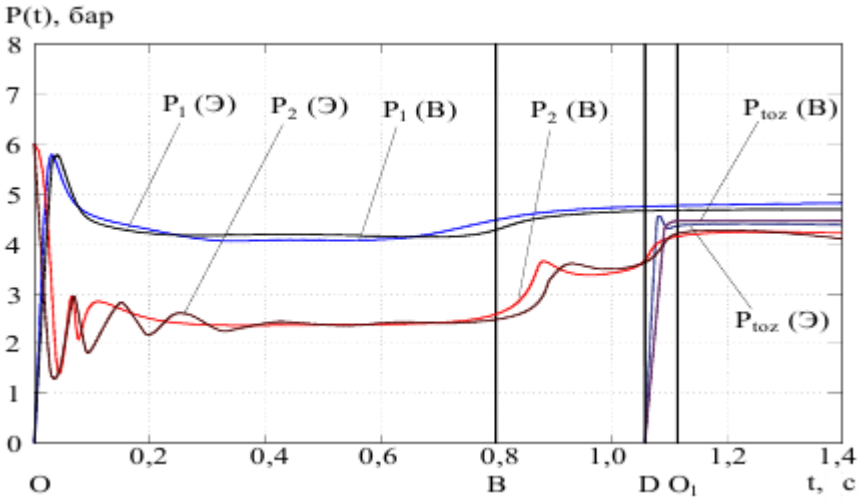


Рис.2.20. Характер зміни тисків в порожнинах привода.

В результаті комп ютерного моделювання було досліджено вплив на періоди робочого циклу привода різних факторів, що суттєво змінюють динамічні характеристики пневмоциліндра двосторонньої дії (швидкодію і точність позиціювання).

Висновки до розділу 2

1. Динамічні розрахунки пневматичних приводів проведені у безрозмірних параметрах. Перехід від дійсних величин до безрозмірних дозволяє дещо спростити рівняння і робить більш зручним рішення задачі на ОЦМ, але більш важливо, дає можливість за рахунок використання узагальнюючих параметрів, яким нема аналогів серед дійсних, розповсюджувати рішення задачі на широке коло динамічно подібних пристроїв

2. Відносна жорсткість пружини починає значно впливати на час $t_п$ для навантаження $F_т$ при значеннях $C_п$ більших 0,2 – 0,3 для прямого ходу поршня. Залежність часу зворотного ходу від навантаження показує, що чим менша жорсткість пружини, тим більша різниця в часі переміщення поршня від зміни навантаження.

3. Початковий об’єм порожнини циліндра залежить від конструктивних особливостей привода і впливає на час переміщення значно менше ніж жорсткість пружини.

4. Для спрощенної математичної моделі досліджені динамічні характиристики пневмоциліндра двосторонньої дії при меньших об ємах втрат часу на інженерні розрахунки. Використання такого підходу комп ютерного моделювання забезпечує спрощене рішення задачі проєктування транспортуючих приводів.

5. Досліджено вплив на періоди робочого циклу привода різних факторів, що суттєво змінюють динамічні характеристики пневмоциліндра двосторонньої дії (швидкодію і точність позиціювання). Результати розрахунків показують, що при принятому схемному рішенні роботи привода, плавність гальмування зберігається практично на всьому діапазоні

зміни навантаження а швидкодія при цьому зменьшується на 30%, по зрівнянню з приводами маючими традіційну схему включення.

6. Проведені дослідження динаміки пневмопривода двосторонньої дії та порівняльний аналіз динамічних процесів для різних схемотехнічних включенньь приводів. Визначені припустимі межі максимальних значеннь динамічних характеристик та інерційних навантажень, що значно скорочує область пошуку конструктивних параметрів пневмопривода які задовольняють заданним динамічним характеристикам.

РОЗДІЛ 3.
ВАКУУМНІ ЗАХВАТИ ПНЕВМОПРИВОДІВ.

В залежності від вимог виробничого процесу до автоматизованих пневмоприводів, що обслуговують основні технологічні операції розробляється і практично використовується значна кількість конструктивних та схемних рішень захватних пристроїв, що побудовані на різних принципах і можливостях[57, 58, 59, 60]. Як видно з приведених вище досліджень, основними вимогами, що пред являються до захватних пристроїв яхкі виконують допоміжні операції є висока швидкодія, надійність захвату і утримання об єкту транспортування, простота конструкції та широкі функціональні можливості.

Тому в даному розділі, доцільно провести аналіз існуючих вакуумних захватних пристроїв та визначити їх структуру і відповідну класифікацію.

3.1. Вакуумні захватні пристрої промислових маніпуляторів і обладнання.

Вакуумними називають захватні пристрої, які утримують об єкт за рахунок створення розрідження в порожнині присоски, кромки стінок якої знаходяться в контакті з об єктом транспортування (рис.3.1).

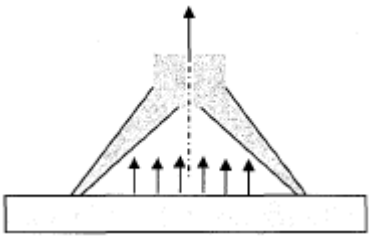


Рис.3.1. Схема вакуумного захватного пристрою.

Надлишковий тиск утворює силу, що притискає об єкт до присоски.

Такого типу захвати ефективно використовуються в автоматизованих сборочних лініях для переміщення об єктів різних габаритів і знаходять широке застосування при автоматизації холодної листової штамповки, для утримання і транспортування не жорстких виробів.

Для автоматизації технологічних операцій по завантаженню і розвантаженню деталей з листової матеріалів в холодній штамповці широко застосовуються захватні пристрої з магнітними і вакуумними захватами, переваги яких полягають в наступному[56]:

за допомогою магнітних і вакуумних захватів вирішується задача відокремлення об єкту від інших та його транспортування, що є неможливо при використанні інших типів захватних пристроїв;

магнітні і вакуумні захвати більш універсальні, так як не пов язані з розмірами та формою контуру виробу;

дані типи захватів не деформують об'єкт транспортування;

вакуумні захвати компактні, прості за конструкцією і дешеві в експлуатації.

В таблиці 3.1 приведені параметри магнітних та вакуумних захватних пристроїв.

Таблиця 3.1.

Тип захватів	Утримуюча сила в площині стику, кг, віднесена до одиниці		
	площі виробу, обмеженою наружним контуром	об'єму захвату, $см^3$	ваги захвату
Єлектромагнітні	0,075-0,135	0,003-0,0075	1,5-2
С постійними магнітами	0,045-0,15	0,021-0,075	3-9
Вакуумні	0,35	0,35	250

Порівняльні дані табл.3.1 показують, що по величині сили утримання в площені стику вакуумні захвати мають суттєву перевагу по зрівнянню з магнітними.

Перевагою також є можливість використання вакуумних захватів для немагнітних матеріалів.

При використанні вакуумних захватів достатньо просто вирішується задача відокремлення об єкту від інших в вертикальному пакеті, так як підйомна сила захвату діє тільки на верхній об'єкт.

В пресовому і штамповочному виробництві існує необхідність в автоматизації, наступних операцій: холодної листової штамповки; горячої і холодної об ємної штамповки; ковки. В даних пневматичних автоматизованих системах допоміжний час на порядок перебільшує виконання основних технологічних операцій. Тому в даний час актуальною є задача підвищення швидкодії роботи пневматичних пристроїв завантаження-розвантаження основного технологічного обладнання.

Велику групу захватних пристроїв складають вакуумні захвати. Принцип дії яких заснований на створені притискного зусилля за рахунок розрідження в вакуумній каморі, що утворена деталлю і корпусом захвату. В зв'язку з чим, під дією атмосферного тиску створюється сила взаємодії між об'єктом захвату і деталлю.

Перевагою вакуумних захватів є: швидкість захвату і звільнення об єкту, збереження поверхні при захваті, можливість захвату за плошину.

До недоліків вакуумних захватів слід віднести: низький рівень утримання захопленої деталі на зсув, захват тільки по герметичній поверхні.

Конструкція вакуумних захватів та галузь їх використання залежить від способу утворення розрідження в камері захвату і методу її розгерметизації – відповідно насосної і безнасосної.

Для виявлення структури захватних пристроїв доцільно розглянути деякі типові схемні рішення пневматичних приводів з вакуумними захватними пристроями. Захватний пристрій, схема якого показана на рис.3.2 використовується в машинобудуванні в промислових роботах з пневмоприводами для захоплення плоских деталей[62].

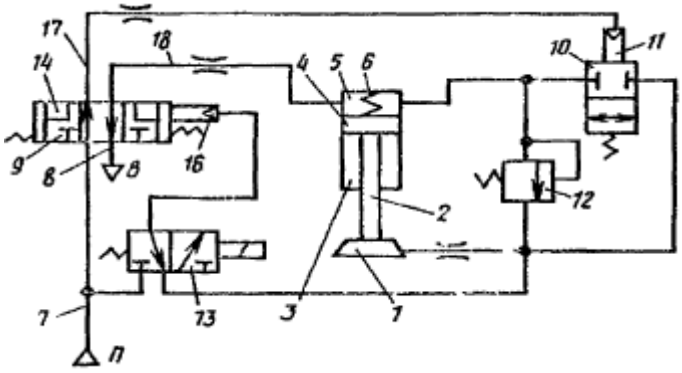


Рис. 3.2. Пневматична схема вакуумного захватного пристрою.

Перевагами даного пристрою є простота конструкції та управління захватним пристроєм, висока швидкодія.

До недоліків захватного пристроя слід віднести невисоку надійність захвату та утримання заготовки, неможливість захвату об єктів з наскрізними отворами та розташованих під кутом до горизонту.

Вакуумний захватний модуль[63] слід віднести до області робототехніки, бо цей пристрій з адаптивним управлінням і може застосовуватись в роботизированих технологічних комплексах, наприклад в холодній листовій штамповці для захвату і транспортування плоских заготовок (рис.3.3).

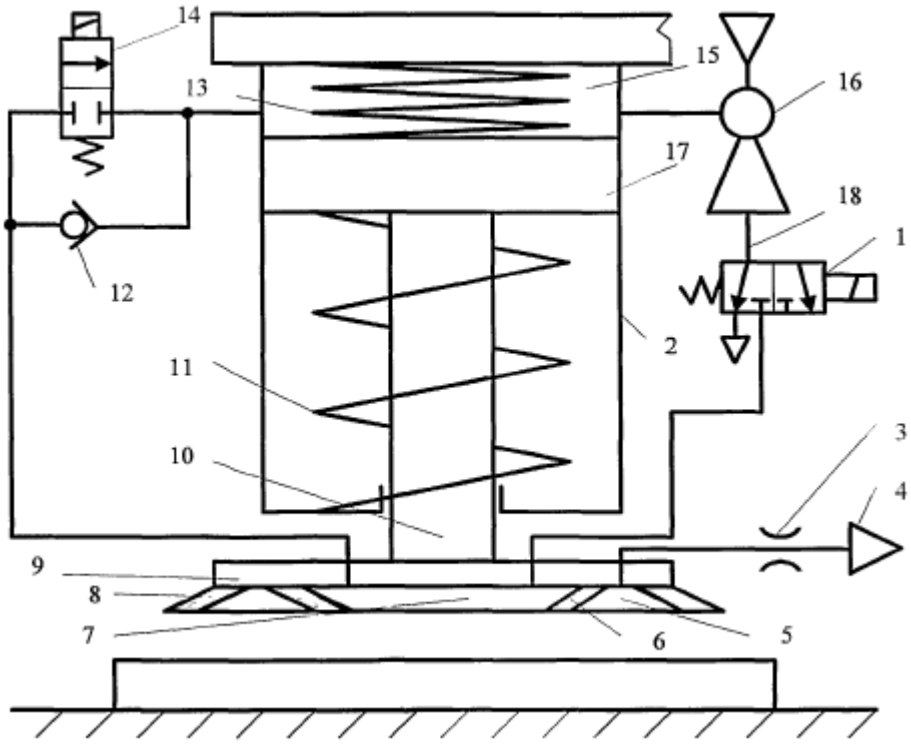


Рис. 3.3. Пневматична схема вакуумного захватного пристрою.

Даний вакуумнй захватний пристрій володіє наступними технічними перевагами:

Перевагою даного захватного пристрою є підвищення надійності та швидкодії за рахунок зменшення кількості керованих розподільників. Присоски, виконаної з центральної та периферійної порожнинах, механічного відходу присоски від заготовки після завершення операції відпускання заготовки, що дозволяє почати виведення пристрою з робочої зони до повного завершення операції підйому присоски, що, в свою чергу, підвищує надійність роботи пристрою.

До недоліків захватного пристрою можна віднести неможливість захоплення заготовки, розташованої під кутом до горизонтальної поверхні, складність виготовлення (два циліндра. периферійна порожнина), необхідність використання дорогих вакуумних насосів.

Існує можливість реалізації корекції положення заготовки переміщенням рухомих ланок створенням тиску розрідження повітря в приводі переміщення[64]. Знайдені зв'язку реалізовані в захватном пристрої, показаному на рис.3.4.

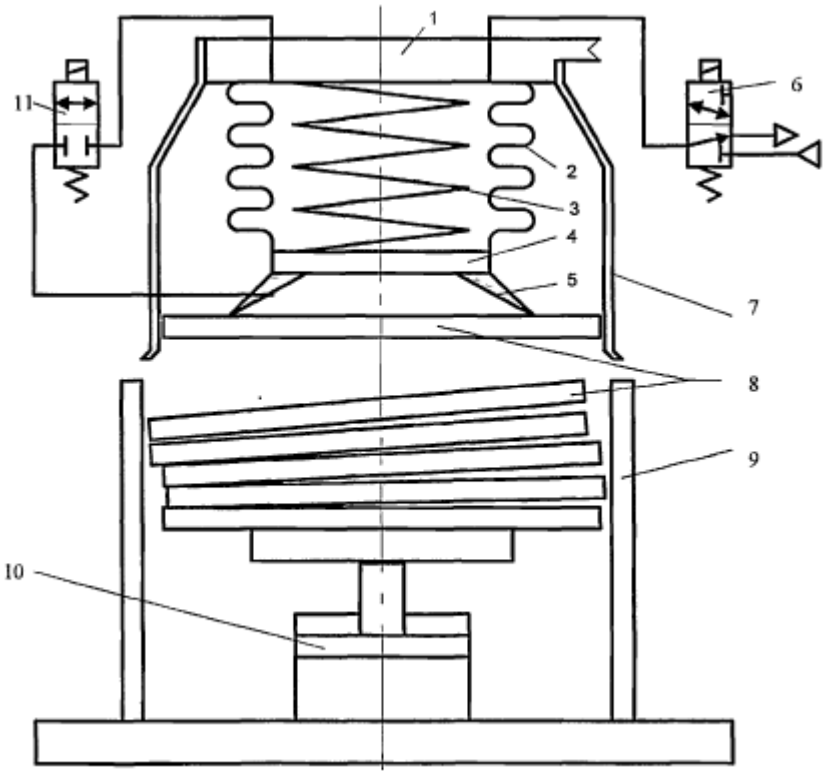


Рис.3.4. Вакуумний захватний коректуючий пристрій.

Аналіз систем приводів вакуумних захватних модулів дозволяє класифікувати їх по наступним признакам : функції; типу використованих приводів; способу управління приводами; кількістю команд управління; швидкодії.

Дані системи приводів виконують функції переміщення захвату в просторі, а також захоплення, утримання і опускання виробу. За принципом роботи приводу застосовуються: з надлишковим тиском повітря; з тиском розрідження; насосні і бсзнасосні. За принципом побудови модулі можна поділити на побудовані організацією причинних взаємозв'язків в уніфікованій апаратурі, а також між фізичними явищами. За способом управління модулі поділяються на приводи з роздільним, комбінованими і взаємопов'язаними. При роздільному управлінні захватні модулі вимагають шість команд управління на виконання функцій «взяти» і «встановити» і володіють швидкодією близько 2-3 сек. При комбінованому управлінні - чотири команди управління з швидкодією виконання сумарних операцій в межах десятих часток секунди. Створенням взаємозв'язків між фізичними явищами можливе скорочення команд управління до двох і підвищення швидкодії в межах сотих часток секунди.

Дані швидкісних характеристик Наведено для захватних систем приводів призначених для роботи з масами виробів до 0,1 кг і ходом переміщення робочого органу приводу захоплення до 0,06 м.

Проведений огляд існуючих вакуумних захватних пристроїв, існуючої конструкції для захоплення і транспортування плоских виробів з магнітних і немагнітних матеріалів в конкретній області застосування дозволяє зробити наступні висновки:

1. Найбільшою ефективністю за функціональними можливостями, швидкодії, простоті конструкції мають захватні механізми агрегатно-модульної конструкції.

2. Виявлені структури дозволяють створювати швидкодіючі вакуумні захватні пристрї.

3. Запропонована класифікація вакуумних захватних модулів дозволяє шляху подальшого їх вдосконалення.

3.2. Математична модель вакуумного захватного модуля.

В даному розділі розглядаються питання теорії та конструктивних рішень пристроїв, основу яких представляють пружні оболонки, які виконані з резини або спеціальних полімерних матеріалів. Точні розрахунки даних пристроїв потребують використання математичних моделей теорії пружності, що ускладнює відповідні інженерні розрахунки.

Для отримання максимальної бистродії вакуумного захватного модуля досліджуваної структури необхідно визначити параметри, якы надають найбільш суттєвий вплив на його динаміку[64, 65].

При складанні моделі приймаємо наступні допущення:

• Робочим тілом системи є ідеальний газ;

• Процеси, що протікають в порожнинах пристрою, розглядаються як квазістаціонарні, тобто протікають при сталих режимах;

• Відсутнй теплообмін з навколишнім середовищем;

• Параметри магістралі є постійними;

• Час спрацювання пневмоапаратури не враховується і не відноситься до часу робочого циклу розглянутого пристрою;

• Втрати повітря з системи зневажливо малі;

• Сили інерції руху газу зневажливо малі;

• Сила тертя є величиною постійною

Математична модель захватного модуля являє собою п'ять систем диференційних рівнянь, що описують динаміку пристрої (прямий і зворотний хід).

Розрахункова схема для складання математичної моделі вакуумного захватного модуля представлена на рис. 3.6.

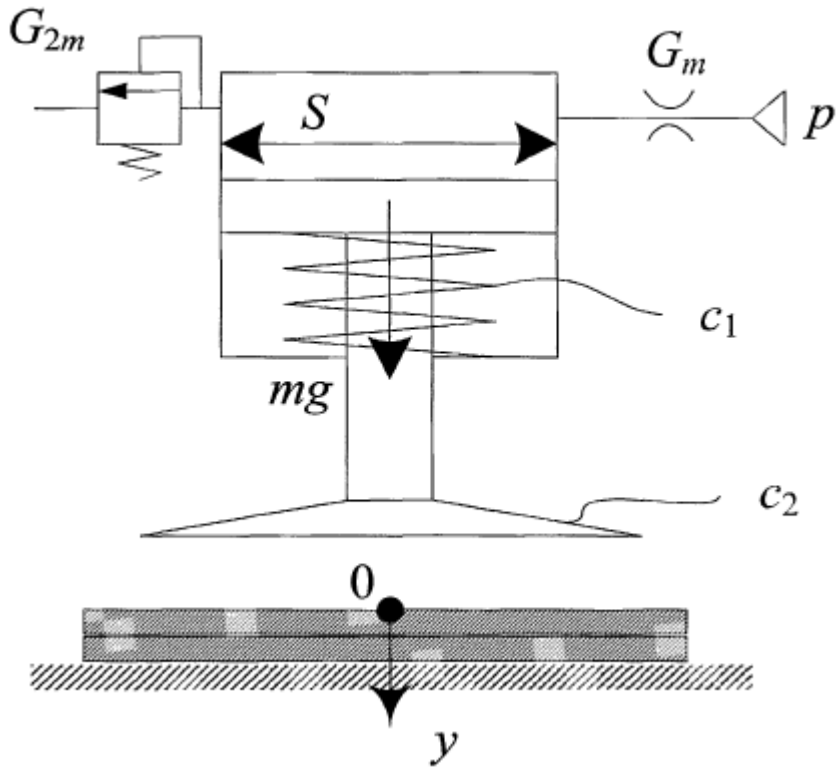


Рис. 4.1. Розрахункова схема вакуумного захватного модуля.

Перша система диференційних рівнянь представляє математичну модель вакуумного захватного модуля при його русі до торкання присоски з деталлю:

$$\begin{cases} m\ddot{y} - c_1\Delta y_1 + \beta\dot{y} = pS + mg \\ V_{шк}\dot{p} + pS\dot{y} = RkT_mG_m \end{cases}$$

Де m –масса груза та рухомої частини

c_1 -жорсткість пружини

Δy_1 - величина деформації пружини

$y_1 - y_2$- хід пружини

β - коефіцієнт тертя

S - площа поршня

$V_{шк}$- шкідливий обєм

p - тиск

$\dot{p}$- швидкість зміни тиску

R- універсальна газова стала

k - показник адіабати

T_m- температура магістралі

G_m - витратна характеристика

$V_{пр}$- початковий обєм присоски

T_a- атмосферний тиск

T_1- температура в радіальній порожнині

Друга система – система диффернійних рівнянь, які описують роботу пристрою в процесі взяття деталі.

$$\begin{cases} m\ddot{y} + c_1\Delta y_1 + \beta\dot{y} = pS + mg \\ V_{шк}\dot{p} + pS\dot{y} = RkT_mG_m \\ \dot{T}pSy - \dfrac{T}{p}\dot{p} + \dfrac{ST}{(V_{шк} + Sy)}\dot{y} = RG_m\,T^2 \end{cases}$$

Третя система – система дифференціальних рівнянь, які описують роботу пристрою при зворотньому ході с захваченою деталлю.

$$\begin{cases} m\ddot{y} + c_1\Delta y_1 + c_2\Delta y_2 + \beta\dot{y} = pS + mg, \\ V_{шк}\dot{p} + pS\dot{y} = RkT_mG_m \\ V_{шк}\dot{p}_2 + RkT_aG_m = RkT_1G_{1m}, \\ \dot{T}pSy - \dfrac{T}{p}\dot{p} + \dfrac{ST}{(V_{шк} + Sy)}\dot{y} = RG_m\,T^2 \end{cases}$$

Четверта система – система дифференсійних рівнянь, які описують рух захвата с захваченною деталлю до дотику робочої поверхні.

$$\begin{cases} m\ddot{y} + (c_1 + c_2)\Delta y_1 + \beta\dot{y} = pS + mg, \\ V_{шк}\dot{p} + pS\dot{y} = Rk(T_m - T_a)G_m \\ \dot{T}pSy - \dfrac{T}{p}\dot{p} + \dfrac{ST}{(V_{шк} + Sy)}\dot{y} = RG_{2m}\,T^2 \end{cases}$$

П’ята система – система дифференційних рівнянь, які описують роботу ваууумного захвата в процесі установки деталі на робочу поверхню.

$$\begin{cases} (m + m_d)\ddot{y} + c_1\Delta y_1 + \beta\dot{y} = pS + (m + m_d)g, \\ V_{шк}\dot{p} + pS\dot{y} = RkT_mG_m \\ \dot{T}pSy - \dfrac{T}{p}\dot{p} + \dfrac{ST}{(V_{шк} + Sy)}\dot{y} = RG_m\,T^2 \end{cases}$$

Моделювання здійснюється на ПЕОМ з використанням пакета MATLAB, Який є універсальним інструментом математичного моделювання, що забезпечує рішення як чисто «обчислювальних», так і прикладних задач.

Розробка моделей здійснюється в середовищі SIMULINK, заснованої на технології drag-and-drop («перетащи і встав»). Як «цеглинок для побудови» S-моделей використовуються модулі (або блоки), що зберігаються в бібліотеці SIMULINK .

Бібліотека SIMULINK хороша тим, що, з одного боку, забезпечує користувачеві доступ до всіх основних можливостей пакета MATLAB, а з іншого - є досить самостійною його компонентою.

За допомогою комп'ютерного моделювання виконано оптимізацію параметрів вакуумного захватного модуля, тобто проведено повний факторний експеримент, в ході якого було отримано наступне:

Дослідження математичної моделі вакуумного захватного модуля проводилося на ЕОМ шляхом реалізації моделі у вигляді структурної схеми в середовищі MATLAB.

3.3. Розрахунок та вибір вакуумних захватних пристроїв та шляхи розширення їх функціональних можливостей.

В попередньому розділі приведені дослідження математичної моделі захватного модуля. Математична модель являє собою п ять систем диференційних рівнянь, що описують динаміку прямого і зворотного ходу пристрою. Дані математичні моделі, які базуються на теорії пружності суттєво ускладнюють інженерні розрахунки.

В даному розділі вважаючи на те, що багато важливих параметрів для захватних пристроїв можуть бути отримані на основі законів загальної механіки та спрощених методів розрахунку.

Вакуумні захватні пристрої за формою контурів кромок повинні бути добре узгоджені з формою поверхні захоплюваного об'єкта; відповідно до класифікації форм робочих елементів вони відносяться до класу факсимільних. Вакуумні захватні пристрої найкраще пристосовані для захоплення плоских об'єктів, саме цей випадки розглядається спочатку. Розрідження (вакуум) може створюватися двома способами:

- підключенням через пневмореле вакуумного насоса або ежектора, в цьому випадку вакуумний захватний пристрій вважається активним;

- притисненням присоски до поверхні об'єкта з досить великим зусиллям, в результаті чого оболонка деформується, обсяг порожнини зменшується, зайве повітря виходить через шілини або клапан, з подальшим відпуском (в результаті чого при частковому відновленні форми обсяг порожнини збільшується і в ній створюється розрядження). В цьому випадку вакуумний захватное пристрій вважається пасивним, оскільки немає необхідності в зовнішньому джерелі вакууму.

В обох випадках звільнення об'єкта здійснюється з'єднанням з допомогою пневмореле порожнини з атмосферою. Несуча здатність вакуумного захватного пристрою в напрямку нормалі до площини визначається граничним значенням сили, при дії якої присоска ще утримує об'єкт. Це значення визначається виразом

$$F_0 = \Delta pS$$

де S площа під присоскою, а Δp - різниця між атмосферним тиском і тиском в порожнині під присоскою. Звичайні пристрої створення вакууму забезпечують значення порядку 0,05 МПа. Під присоскою як правило знаходиться тільки частина S площі плоскої захоплюваної деталі. З погляду на це, отримуємо, що умови утримання об'єкта захватним пристроєм при вертикальному його підйомі і горизонтальному переміщенні мають вигляд

$$\Delta pS > \rho tS_0(g + w_z); \quad \Delta pS > \rho ftS_0 w_x,$$

де p – густина матеріалу об'єкта, t – товщина, w_z - вертикальне прискорення, w_x- горизонтальне прискорення, f- коефіцієнт тертя. Якщо використовується значна частина поверхні об'єкта, S і S_0 близькі один одному, то, оскільки для роботів з пневмоприводом відношення w_x/g може мати порядок 10, максимально допустима товщина плоского металевого об'єкта становить кілька міліметрів. Якщо товщина деталі або заготовки, яку необхідно переносити, набагато менше гранично допустимої, то з наведених співвідношень можна визначити, яку частину поверхні достатньо використовувати для захоплення.

До числа факторів, до яких не передбачена або недостатньо опрацьована адаптація, слід віднести наступні:

- широкі межі змін розмірів об'єктів: від 1 мм до декількох метрів і мас: від десятих грама до десятків кг;

- значні відхилення форм поверхонь захвату від плоскої;

- нерівності поверхні об'єкта, внаслідок яких при включенні вакууму можливі значні протікання;

- широкі межі зміни властивостей матеріалів поверхонь захвату;

- вимоги по точності позиціювання при захопленні і установці об'єкта.

Висновки по розділу 3

1. Область застосування вакуумних захватних пристроїв, пристосованих для захвату плоских деталей або заготовок, може бути значно розширена за рахунок профілювання контуру камери і установки упорів, які забезпечують базування.

2. В деяких випадках виявляється доцільним застосування в пневмодвигунах низького вакууму замість стисненого повітря.

3. В якості джерела низкою вакууму в робототехніці найчастіше використовуються ежектори, однак для забезпечення роботи вакуумних схватів доцільно застосовувати сильфони, які деформуються при виконанні рухів за останньою ступінню свободи основного механізму.

РОЗДІЛ 4

СТАРТАП-ПРОЕКТ ТРАНСПОРТУЮЧОГО ПНЕАМОПРИВОДУ МАНІПУЛЯТОРІВ З ВАКУУМНИМИ ЗАХВАТНИМИ ПРИСТРОЯМИ

Метою даного розділу є проведення маркетингового аналізу стартап-проекту для того, щоб визначити принципові можливості його ринкового впровадження та можливих напрямів реалізації цього впровадження.

4.1. Опис ідеї проекту

У таблиці 4.1. надано інформацію про зміст ідеї, можливі напрямки застосування, основні вигоди, що може отримати користувач товару

Таблиця 4.1. – Опис ідеї стартап- проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Транспортуючі пневмоприводи маніпуляторів з вакуумними захоплюючими пристроями	1. Системи транспортування	Підвищення точності переміщення, що дозволить керувати приводом без наявності зворотного зв’язку
		Підвищення ефективності роботи приводів та зменшення витрат на ресурси

У таблиці 4.2. зроблено аналіз техніко – економічних переваг ідеї порівняно із пропозиціями конкурентів.

Аналіз слабких, нейтральних та сильних сторін техніко-економічних характеристик ідеї дозволяє зробити висновок, що дана ідея може бути конкурентоспроможною.

Таблиця 4.2. – Визначення характеристик ідеї проекту

	Техніко-економічні характеристики ідеї	(Потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Пропорційна гідравліка	Серво-гідравліка	Дискретні сисстеми			
1	Точність Позиціонування, %	96	98	99	99	немає	є	немає
2	Вартість, тис. грн	15	19	26	13	немає	немає	є
3	Тиск МПа	5	7	7	7	немає	немає	є

4.2. Технологічний аудит ідеї проекту

Оскільки ідея проекту полягає в новому технологічному способі позиціонування вихідної ланки, то аудит може мати такі варіанти рішення:

– обладнання системи (всі виконавчі органи) зроблено з металу, можна спробувати використовувати обладнання з композитних матеріалів (але таких на ринку немає в наявності).

– створення системи можна зробити вручну, або використати роботизовану техніку (буде не рентабельно).

4.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

В даному пункті необхідно визначити ринкові можливості, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкові загрози, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Спочатку проводиться аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (таблиця 4.3.).

Таблиця 4.3. – Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика

1	Кількість головних гравців, од	6
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	2 млн. дол.
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Відсутні
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Безпека машин Приводи гідравлічні. Загальні правила і вимоги безпеки для систем і їх компонентів
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	15%

З таблиці 5.3. видно, що за попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження.

Надалі визначаються потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (таблиця 4.4.).

Таблиця 4.4. – Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
Підвищення точності позиціонування вакуумного захоплюючого пристрою	1) Будівельна промисловість; 2) Транспортна промисловість; 3) Станко - будування;	1) EN ISO 4413: 2010 2) Різний тип обладнання; 3) Різні потужності виробництва	1) Легке встановлення системи; 2) Ремонтна-придатність; 3) Окупність в найкоротші строки; 4) Надійність

Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринкового середовища: складаються таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (таблиці 4.5. - 4.6.). Фактори в таблицях подані в порядку зменшення значущості [35].

Таблиця 4.5. – Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії

1	Вартість	Вартість виготовлення вища у порівнянні з іншими типами	Відмова від становлення
2	Строк служби	Строк служби має бути більшим ніж строк окупності системи	Заміна на нову систему іншого постачальника. Відмова від подальшої співпраці.

Таблиця 4.6. – Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Підвищення точності позиціонування	Скорочуються витрати на коригування та настройку системи	Перехід на систему даного типу для всіх етапів виробництва, де необхідне точне позиціонування
2	Зменшення витрат на систему	Зменшення собівартості продукту, що випускається	Зниження вартості вихідного продукту

Надалі проводиться аналіз пропозиції: визначаються загальні риси конкуренції на ринку (таблиця 4.7.).

Таблиця 4.7. – Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Вказати тип конкуренції - монополія/олігополія/ монополістична/чиста	монополістична	У разі монополістичної конкуренції легко заснувати нову фірму або залишити ринок. Нові продавці часто відчувають труднощі з новими для покупців торговельними марками і послугами.
2. За рівнем конкурентної боротьби - локальний/національний/…	Національна	Національна конкуренція сприяє вливанню капіталів і товарів державою та інвесторами, створює конкурентну боротьбу
3. За галузевою ознакою - міжгалузева/	внутрішньогалузева	Сприяла зниженню витрат виробництва, впровадженню НТП,

внутрішньогалузева		підвищенню ефективності виробництва.
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-родова - товарно-видова - між бажаннями	товарно-родова	Конкуренція між різними видами товарів, які можуть виконувати подібні функції.
5. За характером конкурентних переваг - цінова / нецінова	Нецінова	Головною конкурентною перевагою є точність позиціонування.
6. За інтенсивністю - марочна/не марочна	Марочна	ситуація на ринку, де компанія розглядає як своїх конкурентів компанії, що пропонують подібний продукт тим же цільовим покупцям

Після аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (таблиця 4.8.).

Таблиця 4.8. – Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
Складові аналізу	На ринку спостерігається тенденція до збільшення кількості підприємств і посилення конкуренції на ринку.	Бар'єри входу на ринок є порівняно незначними. Вартість організації бізнесу сягає 60 тис. дол.	Існує чітка залежність від постачальників як якості продукції, так і можливих обсягів її виробництва.	Споживачі мають широку географію	Посилилася конкуренція зі сторони товарів субститутів – інших типів позиціонування.

Висновки: має місце інтенсивна конкурентна боротьба з боку прямих конкурентів, є можливість виходу на ринок, товари замінники пропонують вищу вартість.

На основі аналізу конкуренції, приведеного в таблиці 4.8., а також із урахуванням характеристик ідеї проекту (таблиця 4.2.), вимог споживачів до товару (таблиця 4.4.) та факторів маркетингового середовища (таблиці 4.5.-4.6.) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності . Аналіз оформлений в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9. – Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Унікальність позиціонування	В умовах монополістичної конкуренції, коли фактор диференціації ТМ є ключовим засобом ведення конкурентної боротьби, важливим є створення та підтримання унікального позиціонування, що створює певний захист від конкурентних зіткнень.
2	Ціна	Оскільки такий спосіб позиціонування є не дуже дорогим, то ціна на товар є одним з засобів ведення конкурентної боротьби. Тому чим вигіднішою є ціна для споживача, тим вірогідніше його вибір
3	Маркетинговий бюджет	Від розміру маркетингового бюджету залежить здатність здійснювати маркетингову стратегію підприємства. Маркетингові заходи мають забезпечувати інші конкурентні переваги такі, як рівень диференціації, лояльності, репутація виробника, дистрибуція та просування .

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу, матриці аналізу сильних та слабких сторін, загроз та можливостей на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (таблиця 5.10.).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення .

Таблиця 4.10. – SWOT-аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: Унікальне позиціонування; Покращення техніко-економічних показників установок Нижча ціна порівняно з конкурентами Великий попит	Слабкі сторони: Слабке самозабезпечення фінансовими ресурсами; Мала кількість кваліфікованого персоналу Відсутність чітко вираженої маркетингової стратегії, непослідовність в її реалізації.
Можливості: Можливість збільшення обсягів реалізації системи Можливість збільшення обсягів продаж за рахунок впровадження ще більш точних систем позиціонування Впровадження інновацій	Загрози: Зростання цін на обанання Економічний спад Активність конкурентів

4.4. Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (таблиця 4.11.).

Таблиця 4.11. - Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Будівельна промисловість	+	високий	середня	середня
2	Транспортна промисловість	+	високий	середня	середня
3	Станко – будування	+	високий	середня	середня
Які цільові групи обрано: обрані всі три цільові групи потенційних споживачів					

За результатами аналізу потенційних груп споживачів (сегментів) визначена стратегія охоплення ринку: компанія працює із всім ринком, пропонуючи стандартизовану програму (включно із характеристиками товару/послуги), значить використовується диференційований маркетинг.

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку (таблиця 4.12.).

Таблиця 4.12. – Визначення базової стратегії розвитку

№	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Розвиток ринку	Масовий маркетинг	Низькі витрати створюють бар'єр входу для нових конкурентів і одночасно хороший захист проти товарів-замінників	Стратегія лідерства по витратах
2	Розвиток товару	Диференційований маркетинг	Відмітні властивості товару і завойована прихильність клієнтів захищають фірму і від товарів-замінників	Стратегія диференціації
3	Більш глибоке проникнення на ринок	Концентрований маркетинг	Задоволення потреб вибраного цільового сегменту краще, ніж конкуренти	Стратегія спеціалізації

На основі таблиці 4.12. обрана базова стратегія розвитку – стратегія диференціації.

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (таблиця 4.13.). Основне тут — наявний потенціал, уміння його ефективно використовувати та розвивати. Важливим є розуміння того, що конкурентоспроможність підприємства залежить від його внутрішнього стану, а також зовнішнього положення організації.

Таблиця 4.13. – Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента?	Стратегія конкурентної поведінки

		у конкурентів?		
1	Так	Так	Ні	Стратегія лідера
2	Ні	Так	Ні	Стратегія виклику лідера
3	Ні	Ні	Так	Стратегія наслідування лідеру
4	Так	Ні	Ні	Стратегія заняття конкурентної ніші

На основі таблиці 4.13. стратегія конкурентної поведінки - стратегія виклику лідера.

4.5. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у таблиці 4.14. потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 4.14. – Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Підвищення точності позиціонування	Підвищення якості роботи	Легкість в обслуговуванні та діагностиці
2	Зменшення витрат на систему	Зниження собівартості готової продукції	Невелика вартість системи

Важливим моментом є визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проекту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (таблиця 5.15.). Аналіз проводиться експертним методом.

Таблиця 4.15. – Визначення меж встановлення ціни

Рівень цін на	Рівень цін на	Рівень доходів	Верхня та нижня межі

товари-замінники	товари-аналоги	цільової групи споживачів	встановлення ціни на товар/послугу
7-10 тис. дол.	21-26 тис. дол.	1.5 млрд. дол.	11-14 тис. дол. на ступінь

Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення (таблиця 4.16.):

– проводити збут власними силами або залучати сторонніх посередників (власна або залучена система збуту);

– вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;

– вибір та обґрунтування виду посередників.

Таблиця 4.16. – Формування системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
Характерно для наукомістких галузей зі специфічним і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів, які потребують специфічних компонентах для свого фінального продукту машинобудування з виробництвом за індивідуальними замовленнями або дрібними серіями).	Просування на ринок подібних продуктів в рамках даної системи збуту не вимагає будь-якої широкої реклами. Швидше потрібно одного разу з'ясувати, хто з потенційних покупців інновацій може в них потребу і яка поточна платоспроможність даного клієнта.	Канал нульового рівня	Канал складається з виробника, який продає свій товар безпосередньо споживачам (через відділ збуту, збутові філії, мережу фірмових магазинів, посилкову торгівлю тощо)

Останньою складової маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (таблиця 4.17.).

Таблиця 4.17. – Концепція маркетингових комунікацій

Специфіка	Канали	Ключові позиції,	Завдання	Концепція

поведінки цільових клієнтів	комунікацій, якими користуються цільові клієнти	обрані для позиціонування	рекламного повідомлення	рекламного звернення
Наукомісткі галузі зі специфічним і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів	Включають в себе пряму поштову розсилку, замовлення по друкованим каталогам і продаж в режимі он-лайн.	Конкурентне позиціонування, яке базується на демонстрації переваг товарів підприємства над товарами конкурентів.	Отримати можливість у кілька разів збільшити обсяг продажу своїх товарів	Головними елементами структури реклами є тема реклами і девіз рекламної кампанії.

Висновки

Було проведено аналіз можливості ринкової комерціалізації проекту. За результатами аналізу було виявлено, що технологічна реалізація проекту можлива, визначені його сильні та слабкі сторони, конкурентні позиції на ринку ущільнень турбоагрегатів.

Даний ринок є привабливим для входження через невелику вартість та високу ефективність технології. З огляду на потенційні групи клієнтів, не дуже великі бар’єри входу на ринок, через унікальність технології, у порівнянні з товарами конкурентів, даний проект можна вважати перспективним для впровадження.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Основні положення

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

У даному розділі дипломного проекту «охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» буде розглянуто питання, які стосуються безпеки роботи в ковп'ютерній лабораторії для дослідження транспортуючих пневмоприводів з вакуумними захватами.

1. аналіз мікрокліматичних умов;
2. система опалення виробничого лабораторії;
3. розрахунок природного та штучного освітлення;
4. електробезпека;
5. пожежна та вибухобезпека;

Загальна характеристика комп'ютерної лабораторії

Таблиця 4.1 Загальна характеристика комп'ютерної лабораторії

Небезпечні і шкідливі чинники, що наявні в конструкції виробу або виявляються при його експлуатації	Наявність шкідливих, небезпечних або токсичних речовин.	ні
	Наявність шуму	ні
	Наявність небезпек при роботі	ні
	Наявність можливості ураження людини електричним струмом	так

5.2.Оцінка приміщення

Комп'ютерна лабораторія, має наступні параметри:

1. висота h=3м;
2. довжина l=6м ;
3. ширина b=5м.

Таким чином, визначимо площу і об'єм виробничого приміщення:

$$S = b \cdot l; \quad (4.1)$$

$S=5*6=30м^2$;

$$V = b \cdot l \cdot h; \quad (4.2)$$

$V=5*6*3=90м^3$.

У комп’ютерній лабораторії може працювати до 5 працівників. Таким чином, маємо таку площу і об'єм приміщення, які припадають на одну людину:
$S=6м^2$; $V=20м^3$.

Зрівнюючи фактичні дані щодо площі, які припадають на одного робітника, з нормативними ($6м^2$) бачимо, що параметри виробничого приміщення, де проходить процес функціонування роботи наведеної вище системи, а саме розміри цього приміщення, які припадають на одного працівника, в цілому відповідають нормативним параметрам площі й об'єму приміщення на одного працівника.

5.3.Аналіз мікрокліматичних умов

Розглянемо вплив параметрів мікроклімату виробничого приміщення, в якому відбувається процес роботи системи контролю положення крокового приводу на основі адаптивного клапана тиску.

У даному приміщенні маємо такі фактори мікроклімату:

Мікроклімат даного виробничого приміщення забезпечується за допомогою проточної-витяжної вентиляції. Оптимальна температура повітря підтримується взимку за рахунок центрального опалення, а влітку - за допомогою кондиціонерів.

У цьому виробничому приміщенні відбувається робота, яка відноситься до категорії Іб, тобто легка робота.

Далі порівняємо фактичні параметри мікроклімату приміщення з нормативами, і ці дані зведемо в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3. Оптимальні норми температур, відносної вологості і швидкості руху повітря в робочій зоні виробничого приміщення.

Фактори мікроклімату	Нормативні		Фактичні	
	Холодний період року ($t < +10°C$)	Теплий період року ($t \geq +10°C$)	Холодний період року ($t < +10°C$)	Теплий період року ($t \geq +10°C$)
Температура, $°C$	21 - 23	22 - 24	22-24	23-25
Вологість,%	40 - 60	40 - 60	40 - 60	40 - 60
Швидкість руху повітря, м/с	Не більше 0,2	Не більше 0,3	0,15-0,2	0,3-0,35

Таким чином, ми бачимо, що фактичні параметри мікроклімату даного виробничого приміщення відповідають нормативним параметрам санітарних норми мікроклімату виробничих приміщень.

5.4 Розрахунок природного та штучного освітлення;

Основним показником природного освітлення є коефіцієнт природного освітлення. Відповідно до норм значення коефіцієнта природного освітлення (КПО) для даного виробничого приміщення, розташованого в IV поясі світлового клімату, визначається за формулою:

$$e_н^{IV} = e_н^{III} \cdot m \cdot c, \qquad (4.3)$$

де $m = 0{,}9$ - Коефіцієнт світлового клімату;

$c = 0{,}85$ - Коефіцієнт сонячності;

$e_н^{III} = 3{,}0$ - Значення КПО в III поясі світлового клімату.

Таким чином, маємо:

$$e_н^{IV} = 3{,}0 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85 = 2{,}295.$$

Маємо бічне освітлення, при якому, відповідно до стандартів, норма природного освітлення по зоровій роботі малої точності становить $e_н = 1{,}0$.

Таким чином, для даного виробничого приміщення маємо достатньо природного освітлення.

При розрахунку штучного освітлення використовуємо метод світлового потоку.

Метод світлового потоку призначений для розрахунку загального рівномірного освітлення горизонтальних поверхонь. Цей метод враховує як прямий світловий потік, так і відбитий від стін і стелі.

Світловий потік лампи *Фл* визначають за формулою:

$$\Phi_л = \frac{E \cdot S \cdot k_з \cdot Z}{N \cdot n \cdot \eta}, \qquad (4.4)$$

де E - нормована освітленість, яказа нормами штучного та природного освітлення лабораторій знаходиться в межах 70 -30 *лк;* приймаємо $E = 50лк$;

S - площа освітлюваного приміщення; приймаємо $S = 30м^2$;

$k_з$ - Коефіцієнт запасу, який враховує зниження освітленості в результаті забруднення і старіння ламп ($k_з = 1{,}3...1{,}8$), Приймаємо $k_з = 1{,}5$;

Z - коефіцієнт нерівномірності освітленості *(Z* = 1,1 ... 1,15), приймаємо *Z* = 1,15;

N - кількість світильників; для даного приміщення, приймаємо *N* = 2;

n - кількість ламп у світильнику, приймаємо *n* = 2;

η - Коефіцієнт використання світлового потоку, приймаємо $\eta = 0{,}8$.

Таким чином, маємо:

$$\Phi_л = \frac{50 \cdot 30 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}15}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}8} = \frac{2587.5}{3.2} = 808{,}59лм .$$

З розрахунку обираємо 6 ламп Brille LED E14, Фл кожної дорівнює 200

5.5. Електробезпека

Класифікація приміщення з точки зору небезпеки ураження людини електричним струмом.

В комп'ютерній лабораторії використовується однофазного мережа змінного струму 220В.

Причинами ураження людей електричним струмом може бути раптове торкання струмопровідних частин, що знаходяться під напругою;

При роботі в лабораторії, передбачено наступні заходи з електробезпеки:

- нормування опору ізоляції: маємо опір ізоляції не менш 0,5 *МОм;*
- наявність захисного заземлення, опір контуру якого повинно бути не більше 4,0 *Ом,* причому всі з'єднання в контурі заземлення повинні виконуватися тільки зварюванням;
- рубильники для відключення струму в разі непередбачених обставин повинні бути розташовані в доступному видному місці, підхід до них повинен бути вільний.

Задачею заземлення являється усунення небезпеки ураження людей струмом при замиканні на корпус. Принцип дії заземлення – перетворення замикання на корпус в однофазне коротке замикання, тобто замикання між фазним та нульовим проводами з метою створення високого струму, здатного забезпечити спрацювання захисту та тим самим автоматично відключити пошкоджену установку від мережі.

5.6. Пожежна та вибухобезпека

Відповідно до норм дане виробниче приміщення за класифікацією по вибухонебезпечному і пожежної безпеки відноситься до категорії «Д», тобто в ньому знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Для запобігання розповсюдження пожежі приміщення обладнане засобами пожежної зв'язку та сигналізацією за нормами і телефоном загальноміської мережі для зв'язку з пожежною охороною.

Пожежна сигналізація в даному приміщенні електрична, основою якої є фотоелектрична сигналізація (фотореле). Фотоелектрична сигналізація спрацьовує в слідстві затемнення димом світлового променя, спрямованого на елемент.

У даному приміщенні передбачено також наявність таких засобів пожежогасіння, як вогнегасник ОУ-5;

Лабораторія також додатково забезпечено протипожежними стінами, тобто перекриттями, які повинні спиратися на фундамент, встановлюватися на всю висоту приміщення, перекривати всі конструкції. Вони повинні бути вище даху не менше ніж на 60см. У протипожежних перекриттях прокладають вентиляцію та димові канали так, щоб у місцях їх розміщення межа вогнестійкості протипожежної стіни з кожного боку каналу була не менше 2,5 ч.

У разі пожежі повинна бути забезпечена можливістю евакуації людей, які перебувають у даному виробничому приміщенні, через евакуаційні виходи. Двері повинні відкриватися в бік виходу з об'єкту.

Таким чином, як ми бачимо, фактичні значення основних параметрів евакуаційних виходів даного виробничого приміщення в цілому відповідають нормативним.

Висновки

Проаналізувавши небезпечні та шкідливі фактори в компьютерный лабораторії з’ясувалося, що приміщення повністю придатне для безпечного виконання роботи. У разі вибухонебезпечної ситуації в сусідніх приміщеннях, лабораторія потрапляє у зону дії вибухів продукту та матиме слабкий ступінь руйнування та може підлягати як невеликій реконструкції так і капітальному ремонту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Динамічні розрахунки пневматичних приводів проведені у безрозмірних параметрах. Перехід від дійсних величин до безрозмірних дозволяє дещо спростити рівняння і робить більш зручним рішення задачі на ОЦМ, але більш важливо, дає можливість за рахунок використання узагальнюючих параметрів, яким нема аналогів серед дійсних, розповсюджувати рішення задачі на широке коло динамічно подібних пристроїв.

2. Початковий об’єм порожнини циліндра залежить від конструктивних особливостей привода і впливає на час переміщення значно менше ніж жорсткість пружини.

3. Для спрощенної математичної моделі досліджені динамічні характиристики пневмоциліндра двосторонньої дії при меньших об ємах втрат часу на інженерні розрахунки. Використання такого підходу комп ютерного моделювання забезпечує спрощене рішення задачі проєктування транспортуючих приводів.

4. Проведені дослідження динаміки пневмопривода двосторонньої дії та порівняльний аналіз динамічних процесів для різних схемотехнічних включеннь приводів.

5. Визначені припустимі межі максимальних значеннь динамічних характеристик та інерційних навантажень, що значно скорочує область пошуку конструктивних параметрів пневмопривода які задовольняють заданним динамічним характеристикам.

6. Проведені дослідження динаміки пневмопривода двосторонньої дії та порівняльний аналіз динамічних процесів для різних схемотехнічних включеннь приводів. Визначені припустимі межі максимальних значеннь динамічних характеристик та інерційних навантажень, що значно скорочує область пошуку конструктивних параметрів пневмопривода які задовольняють заданним динамічним характеристикам.

7. Область застосування вакуумних захватних пристроїв, пристосованих для захвату плоских деталей або заготовок, може бути значно розширена за рахунок профілювання контуру камери і установки упорів, які забезпечують базування.

8. Математичне моделювання і параметричні дослідження системи приводів розглянутих вакуумних захватних модулів дозволили отримати результати, при яких задовольняються вимоги, які пред'являються до транспортуючого пнеамоприводу маніпуляторів з вакуумними захватними пристроями.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Попов, Дмитро Миколайович. Механіка гідро- і пневмоприводів: навчальний посібник / Д. М. Попов .- Москва: Вид-во МГТУ ім. Н. Е. Баумана, 2001 .- 320 с - ISBN 5-7038-1371-9.

2. Ашимов А. А. Ведення в теорію систем автоматичного управління з змінною конфігурацією / А. А. Ашимов, С. П. Соколова. - Алмати. : Галама, 1993.-278 с.

3. Капустін, Н. М. Комплексна автоматизація в машинобудуванні: підручник для вузів / Н. М. Капустін, П. М. Кузнецов, Н. П. Дьяконова; під ред. Н. М. Капустіна.- М.: Академія, 2005 .- 365 с.- ISBN 5-7695-2216-X.

4. Матвеічук, В. С. Дослідження завантажувально-розвантажувальних пристроїв з магнітними і вакуумними захватами / В. С. Матвеічук. - Львів, 1959.-246 с.

5. Наукові основи автоматизації складання машин / під ред. М. П. НовиковаМ .: - Машинобудування, 1976. - 472 с.

6. Основи автоматизації машинобудівного виробництва: підручник для вузів / під ред. Ю.М. Соломенцева .- 3-е изд., Стер .- М.: Вища школа, 2001 .- 312 с-ISBN 5-06-003598-0.

7. Монтаж засобів вимірювань і автоматизації: довідник / К. А. Алексєєв; під ред. А. С. Клюєва .- 3-е изд., Перероб. і доп .- М.: Енерго-Атомиздат, 1988 .- 488 с-ISBN 5-283-01480-0.

8. Шандров, Б. В .. Автоматизація виробництва (металообробка): підручник для початкової професійної освіти / Б. В. Шандров, А.А. Шапарін, А. Д. Чудаков .- М.: Академія, 2004 .- 255 с. ISBN 5-7695-1753-0.

9. Шаумян, Г. А. Комплексна автоматизація виробничих процесів/ Г. А. Шаумян .- М.: Машинобудування, 1973 .- 639 с.

10. Воробйов, Є. І. Промислові роботи агрегатно-модульного типу / Є.І. Воробйов, Ю. Г. Козирєв, В. І. Царенко; під заг. ред. Е. І. Попова.- М .: Машинобудування, 1988. - 240 с.

11. Еропова, Е. В. Швидкодіючий вакуумний захватний модуль / Є.В. Еропова, С. Н. Сисоєв // Проблеми машинобудування на современнометапе: Матер, наук.-техн. конф. - Володимир, 2003. - С. 9 – 10

12. Фролов К.В., Воробйов Є.І. Механіка промислових роботів. Основи конструювання /Учеб. посібник для вузів: Під ред. К. В. Фролова, Е. І. Воробйова. Кн. 3: Основи конструювання / Е. І. Воробйов, А. В. Бабич, К. П. Жуков і ін. -М .: Вища. шк. , 1989 г. - 383 с.

13. Фесто: Програма поставок: Каталог. – ДП «Фесто». 2000.

14. Еропова, Е. В. Параметричні дослідження вакуумного захватного модуля / Є. В. Еропова, С. Н. Сисоєв // Актуальні проблеми машинобудування: Матер. І Міжнар. науч-техн. конф. - Володимир, 2001.-С. 224-226.

15. Компоненти пневмоавтоматики: Каталог. – СПБ: ООО «ЕМСІ Пневмоавтоматик» 2002. – 800с.

16. Косів, Н. П. Технологічна оснастка: питання і відповіді: навчальний попосібник для вузів / Н. П. Косів, А. Н. Ісаєв, А. Г. Схиртладзе .- Москва: Машинобудування, 2005 .- 303 с . -ISBN 5-217-03242-1.

17. Корендясев, А. І. Теоретичні основи робототехніки: [монографія] / А. І. Корендясев, Б. Л. Саламандра, Л. І. Тивес; Російська академія наук; Інститут машинобудування імені О. О. Благонравова; під ред. С. М. Каплунова .- Москва: Наука, 2006. - 383 с - ISBN 5-02- 033952-0.

18. Корендясев, А. І. митників роботи / А. І. Корендясев, Б. Л. Саламандра, Л. І. Тивес. // Винахідник і раціоналізатор. - 1985. - №11. - С. 6-8.

19. Кривицький, А.А. Промислові роботи агрегатно-модульної конст рукції, технологічні комплекси і їх застосування / А. А. Корендясівши, Ю.В. Мальков, Б.І. Ватолин // Ковальсько-штампове виробництво. - 1984. -№1. - С. 14-19.

20. Кіл, В.І. Основи наукового дослідження / В.І. Кіл, І.М. Глуш ко, В.В. Попов ,; під ред. В.І. Крутова. - Москва: вищ. шк., 1989. - 400 с.

21. Лапкин, Ю. П. Досвід проектування і застосування безнасосной вакурозумних захоплень / Ю. П. Лапкин, В. Г. Окунь. - Л.: Машинобудування, 1989.-24 с.

22. Левін, В.І. Пневматичні елементи і пристрої релейного автомати ки / В.І. Левін. - М.: Машинобудування, 1983. - 168 с. 67. Лук, А. Н. Психологія творчості / А. Н. Лук. - М.: Наука, 1978. - 128 с. 68. Матвеічук, В. С. Дослідження завантажувально-розвантажувальних пристроїв з магнітними і вакуумними захватами / В. С. Матвеічук. - Львів, 1959. -246 с.

23. Волчкевіч, Л. І. Комплексна автоматизація виробництва / Л. І. Волчкевіч, М. П. Ковальов, М. М. Кузнєцов .- М.: Машинобудування, 1983.-267 с.

24. Волков, Е. А. Чисельні методи: навчальний посібник / Є. А. Волков .- Изд. 3-е, испр. - Санкт-Петербург: Лань, 2004. - 248 с. : - ISBN 5 8114-0538-3.

25. Воробйов, Є. І. Промислові роботи агрегатно-модульного типу / Е. І. Воробйов, Ю. Г. Козирєв, В. І. Царенко; під заг. ред. Е. І. Попова. - М: Машинобудування, 1988.-240 с.

26. Вороненко, В. П. Проектування машинобудівного виробництва: підручник для вузів / В. П. Вороненко, Ю. М. Соломенцев, А. Г. Схиртладзе .- Изд. 2-е, стер .- М.: Дрофа, 2006 .- 380 с.- ISBN 5 7107-8918-6.

27. Воронов, А. А. Основи теорії автоматичного регулювання та керування: навчальний посібник для вузів за фахом "Автоматизовані системи управління" / А. А. Воронов, В. К. Титов, Б. Н. Новогранов .- Москва: Вища школа , 1977 .- 519 с.

28. Воротніков, С. А. Інформаційні пристрої робототехнічних систем: навчальний посібник для вузів / С. А. Воротніков .- Москва: Московський державний технічний університет імені Н. Е. Баумана (МДТУ), 2005 .- 383 с-ISBN 5 7038-2207-6.

29. Виноградов, Б. С. Прикладна газова динаміка / Б. С. Виноградов. - М.: Універс. Дружби Народів ім. П. Лумумби, 1976. - 348 с.

30. Вульфсон, І.І. Динамічні розрахунки циклових механізмів / І. І. Вульфсон. - М .: Машинобудування, 1976. - 328 с.

31. Динаміка машин і управління машинами .// Під ред. Г.В.Крейніна. М .: Машинобудування, 1988.

32. Герц Є.В., Крейнін Г.В. Динаміка пневматичних приводів машин-автоматів. М .: Машинобудування. 1964. 234с.

33.Герц Е. В. і Крейнін Г. В. Розрахунок поршневого пневматичного пристрою двостороннього дії. Праці Інституту машинознавства. Семінар з теорії машин і механізмів. Вип. 80. М., Изд. АН СРСР, 1980.

34. Герц Є. В. та К | Рейнін Г. В. Теорія і расчет силових пневматичних пристроїв. М., Изд. АН СРСР, 1982.

35. Герц Є. В. та .Крейнін Г. В. Розрахунок пневматичних виконавчих механізмів. Зб. «Нове в пневмо-гідроавтоматиці». Вид. АН СРСР, 1972.36. Федорец В.А., Педченко М.Н. Гидроприводи и гидропневмоавтоматика станков. К.: Вища школа, 1987. – 375.

37.Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

38. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1975.- 272 с.

39. Донской А.С. Математическое моделирование в пневматических приводах. Учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 121 с.

40. Е.И. Носков, А.С. Донской, А.Н. Скляревский. БЛОЧНОЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМОПРИВОДА. Извест. Самарского научн.центра Российск.акад.наук, том 16,№1(2),2014. С.484-489.

41.Донской А.С.Обобщенніе математические модели элементов пневмосистем.- СПб.: СПГУТД. 2001. 215с.

42. Дмитрієв В.П., Градецький В.Г. Основи пневмоавтоматики. М .: Машинобудування, 1973.

43. Дубина А.Г. Машинобудівні розрахунки в середовищі EXCEL. СПб: «bhv», 2000..

44. Дьяконов В.П. Mathematica 4. Підручник. СПб: «Пітер», 2001.

45. Дьяконов В.П. Mathcad 8 PRO в математичній фізиці і Internet. М .: "Нолидж", 2000.

46. Дьяконов В.П. Mathlab. Навчальний курс. СПб: «Пітер», 2001. 117

47. Дьяконов В.П, Круглов В.Г. Математичні пакети розширення Mathlab. Спец. довідник. СПб: "Пітер", 2001.

48. Жавнер В. Л., Крамською Е.І. Навантажувальні маніпулятори. М .: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1975.

49. Носко С.В. Розрахунок та проектування ОБ'ЄМНОГО ПНЕВМОПРИВОДА: навч. посіб. / С.В.Носко. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. - 119 с.

50. Стасюк В.М. Пневматичний привід виконавчих ОРГАНІВ ударних машин Із механічнім зв'язком

поршня-ударника з впускними елементами: Дис ... канд. техн. наук: 05.02.03. - Вінниця, 2003. -

296 с.

51. Кузнєцов К.А. Розробка і дослідження регульованого поршневого віброзбудника з пневмоприводом для будівельних технологій: Дис ... канд. техн. наук: 05.02.03. - Вінниця,

1998. - 275 с.

52. Герц Є.В., Крейнін Г.В. Розрахунок пневмоприводов. Довідковий посібник. - М .: Машинобудування,

1975. - 272 с.

53. Герц Є.В. Динаміка пневматичних систем машин. - М .: Машинобудування, 1985. - 256 с.

54. Гідропрівод та гідропневмоавтоматка: Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський та ін. / За ред. В.О. Федорцов. - К .: Вища шк., 1995. - 463 с.

55. Коваленко А.А. Автоматизація дослідження та проектування пневмати

56. Матвеичук, В. С. Исследование загрузочно-разгрузочных устройств с магнитными и вакуумными захватами / В. С. Матвеичук. - Львов, 1959. -246 с.

57. Косов, Н. П. Технологическая оснастка: вопросы и ответы : учебное пособие для вузов / 11. П. Косой, А. Н. Исаев, А. Г. Схиртладзс .— Москва : Машиностроение, 2005 303 с. — ISBN 5-217-03242-1.

58. Ланкин,- Ю. П. Опыт проектирования и применения безнасосных вакуумных захватов / Ю. Г1. Ланкин. В. Г. Окунь. - Л. : Машиностроение, 1989.-24 с.

59. Механика промышленных роботов : учебное пособие для втузов : в 3 кн. / под ред. К. В. Фролова; под ред. Е. И. Воробьева .— Москва : Высшая школа, 1988-1989. Кн 2:

Воробьев П.И. Расчет и проектирование механизмов / Е. И. Воробьев, О. Д. Егоров, С. А. Попов.— 1988 .— 367 с.— ISBN 5-06-001134-8

61. Сысоев, С.Н. Конструирование быстродействующих вакуумных захватов / С.Н. Сысоев, А.В. Какутов, И.Л. Приведенец // Станки и инструмент. - 2007. - №1 1. - С. 16 - 20. ISBN 0869-7566

62. Корендясев, А. И. Теоретические основы робототехники : [монография] / А. И. Корендясев, Б. JI. Саламандра, JL И. Тывес ; Российская академия наук; Институт машиностроения имени А. А. Благонравова; под ред. С. М. Каплунова .— Москва : Наука, 2006. - 383 е.— ISBN 5-02-033952-0.

63. Еропова, Е. В. Параметрические исследования вакуумного захватного модуля / Е. В. Еропова, С. Н. Сысоев // Актуальные проблемы машиностроения: Матер. I Междунар. науч-техн. конф. - Владимир, 2001.-С. 224-226.

64. Сысоев, С. Н. Автономный вакуумный захватный модуль / С. Н. Сысоев, И. А. Приведенец // Проблемы исследования и проектирования машин. : сб. ст. II Междунар. научн.-техн. конф. - Пенза, 2006. - С. 131 - 133.

65. Сысоев, С.Н. Принципы и методы нахождения технических решений. Метод исследования функционально-физических связей : моногр. / С. Н. Сысоев; Владим. гос. ун-т - Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. -214с. - ISBN 5-89368-775-2.

66.Механика промышленных роботов. В трех книгах./ Под ред. К.В.Фролова и Е.И.Воробьева. М.: Высшая школа, 1988.

67 Пеньков В.Б. Механика манипуляционных систем. Тула: изд. ТПИ, 1990.

68 Петров Б.А. Манипуляторы. М.: Машиностроение, 1984.

69. Механика промышленных роботов. В трех книгах./ Под ред. К.В.Фролова и Е.И.Воробьева. М.: Высшая школа, 1988.

70. Механические системы вакуумно-космических роботов и манипуляторов. Теория, расчет, проектирование, применение. Учебное пособие для вузов/ Под ред. Н.В.Василенко и К.Н.Явленского. Красноярск, МГП «РАСКО», 1998.

71. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991.

72. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высшая школа, 1991.

73. Новиков Е.А., Тейтельбаум В.А., Челпанов И.Б. Выбор электродвигателей и передач промышленных роботов с электроприводом. // в сб. «Конструкции и надежность машин». Труды ЛПИ, № 428, 1988.

74. Счетов В.Ф. Mathcad 8 PRO для студентов и инженеров. М.: «Компьютер Пресс», 1999. 119

75. Панфилов Ю.В., Рябов В.Т., Цветков Ю.Б. Оборудование производства интегральных микросхем и промышленные роботы. Учебник для техникумов. М.: Радио и связь, 1988.

76. Пеньков В.Б. Механика манипуляционных систем. Тула: изд. ТПИ, 1990.

77. Петров Б.А. Манипуляторы. М.: Машиностроение, 1984. 78. Пневматические устройства и системы в машиностроении. Справочник под ред. Е.В.Герц. М.: Машиностроение, 1981.

78. Промышленные роботы : внедрение и эффективность : пер. с яп. / К. Асаи [и др.]; под ред. Е. П. Попова .— М.: Мир, 1987 .— 384 с.

79. Пуш, А. В. Проектирование технологического объекта с требуемыми характеристиками / А. В. Пуш, С. Н. Сысоев // Станки и инструмент. - 1999.-№7.-С.5-8 .

80. Рапопорт, Г. Н. Применение промышленных роботов / Г. Н. Рапопорт Ю.В. Солин. - М.: Машиностроение, 1985.-272 с. 180

81. Рогов, В. А. Средства автоматизации производственных систем машиностроения : учебное пособие для вузов / В. А. Рогов, А. Д. Чудаков .— М. : Высшая школа, 2005 .— 399 с — ISBN 5-06-004840-3.

82. Спыну, Г. А. Промышленные роботы. Конструирование и применение : учеб. пособие / Г. Спыну. - 2-е изд., перераб. и доп. - Киев : Выща шк., 1991.-311 с.