

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри
машинобудування, мехатроніки і
робототехніки
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

**Розробка завантажувального пристрою верстату на
свердлильну операцію для механічної обробки деталі
втулка**

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ГМ-22-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Сергій МОЗГОВИЙ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Максим ГОДУНКО

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент

_____ Олег БЕВЗ

Кропивницький 2026

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

Перший (бакалаврський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма: Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри машинобудування,

мехатроніки і робототехніки

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти Мозговому Сергію Анатолійовичу

Тема роботи:

Розробка завантажувального пристрою верстату на свердлильну операцію для механічної обробки деталі втулка

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Максим ГОДУНКО

Затверджено наказом ЦНТУ від 1 квітня 2026 року № 201-02.

Строк подання роботи до захисту:

1 червня 2026 р.

Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Мета: розробка завантажувального пристрою верстату на свердлильну операцію для механічної обробки деталі втулка.

Завдання: розглянути основні тенденції автоматизації та дослідити способи подачі заготовки (деталі) в робочу зону вибраного верстату; охарактеризувати деталь в плані автоматизованої обробки; розробити технологічний маршрут обробки деталі на заданій операції; розробити завантажувальний пристрій та провести відповідні розрахунки; розробити допоміжні пристрої та провести необхідні розрахунки; розробити кресленики верстатного комплексу, завантажувального пристрою та допоміжного пристрою для подачі деталі в зону різання.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання роботи	Примітка
1	Виконання Розділу 1	11.05.2026 р.	
2	Виконання Розділу 2	14.05.2026 р.	
3	Виконання Розділу 3	18.05.2026 р.	
7	Розробка креслеників	27.05.2026 р.	
8	Перевірка роботи на академічний плагіат	28.05.2026 р.	
9	Рецензування роботи	01.06.2026 р.	

Дата видачі завдання
13 квітня 2026 р.

Здобувач вищої
освіти

Сергій МОЗГОВИЙ

Керівник роботи

Максим ГОДУНКО

АНОТАЦІЯ

Мозговий С.А. Розробка завантажувального пристрою верстату на свердлильну операцію для механічної обробки деталі втулка : кваліфікаційна бакалаврська робота : спец. 133 «Галузеве машинобудування» / наук. кер. М.О. Годунко. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2026. 91 с.

Креслеників – разом 3 аркуші формату А1.

Кваліфікаційна робота присвячена актуальній проблемі підвищення ефективності механічної обробки деталей машин шляхом автоматизації допоміжних операцій завантаження та розвантаження металорізального обладнання. Актуальність роботи обумовлена необхідністю скорочення непродуктивних витрат часу, зменшення частки ручної праці та підвищення продуктивності верстатних комплексів в умовах сучасного серійного виробництва. Автоматизація процесів подачі заготовок дозволяє забезпечити стабільність виробничого процесу, підвищити якість обробки та ефективність використання обладнання.

У роботі виконано аналіз конструктивних і технологічних особливостей деталі типу «Втулка» зі сталі 45, проведено оцінку її придатності до автоматизованої обробки та обґрунтовано вибір операції для автоматизації. На основі аналізу технологічного процесу визначено найбільш доцільну для автоматизації операцію свердління отворів. Проведено розрахунок маси деталі, аналіз точності та шорсткості поверхонь, визначено показники продуктивності та рівень автоматизації технологічних операцій.

У конструкторській частині виконано розрахунок накопичувального лоткового пристрою, кінематичні та силові розрахунки основних елементів завантажувального механізму. Розроблено рейкову передачу механізму переміщення маніпулятора ($m = 3$ мм, $d_1 = 30$ мм), виконано розрахунок важільного захватного пристрою з пневматичним приводом ($D_{ц} = 85$ мм, $d_{шт} = 30$ мм). Побудовано циклограму роботи верстатного комплексу, що підтверджує скорочення допоміжного часу з 0,85 до 0,18 хв. Запропонована конструкція забезпечує автоматичне накопичення, орієнтування, поштучну видачу та транспортування заготовок у робочу зону верстата.

Практична цінність роботи полягає у розробці працездатного засобу автоматизації, який може бути використаний при модернізації свердлильних верстатів з ЧПК для обробки втулок подібної конструкції. Впровадження запропонованого рішення дозволяє зменшити допоміжний час виконання операції на 78,8 %, підвищити продуктивність праці на 325 %, знизити технологічну собівартість обробки на 59,9 % та забезпечити окупність капітальних вкладень у розмірі 44 тис. грн за 2,2 місяці.

Ключові слова: автоматизація виробництва, завантажувальний пристрій, свердлильний верстат з ЧПК, магазинний накопичувач, деталь типу втулка, механічна обробка, рейкова передача, захватний пристрій, циклограма, продуктивність, серійне виробництво.

ABSTRACT

Mozhovyi S.A. Development of a Loading Device for a Drilling Operation for Machining a Bushing-Type Part: Bachelor's Qualification Thesis: Specialty 133 "Industrial Mechanical Engineering" / Scientific Supervisor M.O. Hodunko. Central Ukrainian National Technical University. Kropyvnytskyi: CUNTU, 2026. 91 p.

Drawings – 3 sheets of A1 format.

The qualification thesis is devoted to the relevant issue of improving the efficiency of machining processes through the automation of auxiliary loading and unloading operations for metal-cutting equipment. The relevance of the study is determined by the need to reduce non-productive time losses, decrease the share of manual labor, and increase the productivity of machine-tool systems under modern batch production conditions. Automation of workpiece feeding processes ensures production stability, improves machining quality, and increases equipment utilization efficiency.

The thesis presents an analysis of the design and technological features of a bushing-type part made of Steel 45. Its suitability for automated machining has been evaluated, and the most appropriate operation for automation has been selected and justified. Based on the analysis of the technological process, the drilling operation was identified as the most suitable for automation. The mass of the part was calculated, the dimensional accuracy and surface roughness requirements were analyzed, and productivity indicators together with the level of automation of the technological operations were determined.

The engineering section includes the design calculation of the tray-type magazine accumulator, as well as kinematic and force calculations of the main elements of the loading mechanism. A rack-and-pinion transmission for the manipulator travel mechanism was developed (module $m = 3$ mm, pitch diameter $d_1 = 30$ mm), and a lever-type gripper with pneumatic drive was calculated (cylinder diameter $D_c = 85$ mm, rod diameter $d_r = 30$ mm). The operating cyclogram of the machine-tool system was constructed, confirming the reduction of auxiliary time from 0.85 to 0.18 min. The proposed design provides automatic accumulation, orientation, single-piece feeding, and transportation of workpieces into the machine working zone.

The practical value of the thesis lies in the development of a functional automation device that can be used for the modernization of CNC drilling machines intended for machining bushing-type parts of similar design. Implementation of the proposed solution makes it possible to reduce auxiliary operation time by 78.8%, increase labor productivity by 325%, reduce the technological cost of machining by 59.9%, and ensure payback of capital investments of UAH 44,000 within 2.2 months.

Keywords: production automation, loading device, CNC drilling machine, magazine storage unit, bushing-type part, machining, rack-and-pinion transmission, gripper, operating cyclogram, productivity, batch production.

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**Розробка завантажувального пристрою верстату на
свердлильну операцію для механічної обробки деталі втулка**

КРБ.ПМ.26.07.03.00.00

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ГМ-22-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Сергій МОЗГОВИЙ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Максим ГОДУНКО

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

Вступ	8
Розділ 1. Загальна частина	
1.1 Характеристика завантажуваної деталі в плані автоматизованої обробки. Вибір автоматизованої операції	10
1.2 Розробка технології обробки деталі на заданій операції	16
1.3 Аналіз особливостей вибраного верстата для автоматизації	23
1.4 Розробка компонувальної схеми автоматизованої операції, її будова та робота	30
Розділ 2. Конструкторська частина	
2.1 Розрахунок накопичувального пристрою	41
2.2 Кінематичні розрахунки засобу автоматизації	49
2.3 Розробка циклограми роботи верстатного комплексу	56
2.4 Силкові розрахунки деталей, механізмів та передач завантажувального пристрою	61
2.5 Розрахунок захватного пристрою	69
Розділ 3. Організаційно-економічна частина	53
3.1 Обґрунтування доцільності автоматизації операції свердління втулки	78
3.2 Вихідні дані для економічного розрахунку	78
3.3 Розрахунок технологічної собівартості обробки	79
3.4 Розрахунок капітальних вкладень у завантажувальний пристрій	82
3.5 Визначення річного економічного ефекту	82
3.6 Розрахунок терміну окупності капітальних вкладень	83
3.7 Розрахунок підвищення продуктивності праці	83
3.8 Розрахунок вивільнення чисельності робітників	84
3.9 Зведена таблиця техніко-економічних показників	84
3.10 Висновки до організаційно-економічної частини	85
Висновки	86
Список використаних джерел	89

ВСТУП

Підвищення ефективності машинобудівного виробництва є одним із ключових завдань промислового розвитку України в сучасних умовах. В умовах серійного та масового виробництва значна частка робочого часу витрачається на виконання допоміжних операцій - завантаження заготовок у верстат, їх базування, закріплення та розвантаження готових деталей. За даними технологічних досліджень, частка допоміжного часу у структурі штучного часу для деталей типу «втулка» на свердлильних операціях може сягати 30–40 %. Автоматизація цих операцій шляхом впровадження завантажувальних пристроїв (ЗП) є одним із найбільш доступних і економічно обґрунтованих напрямів підвищення продуктивності верстатних комплексів.

Деталь «Втулка» є однією з найпоширеніших у машинобудуванні - вона входить до складу редукторів, насосів, гідро- та пневмоциліндрів, підшипникових вузлів тощо. Операція свердління отворів у втулках характеризується відносно коротким машинним часом та значною часткою ручних допоміжних переходів, що робить її першочерговим кандидатом для автоматизації.

Актуальність теми обумовлена необхідністю вирішення практичної задачі автоматизації свердлильної операції для умов серійного виробництва при річній програмі випуску 50 000 деталей. Розробка завантажувального пристрою потребує комплексного підходу: вибору раціональної конструктивної схеми, кінематичного синтезу механізмів подачі та захвату, силових розрахунків передач, побудови циклограми роботи та техніко-економічного обґрунтування доцільності впровадження.

Метою кваліфікаційної роботи є розробка завантажувального пристрою свердлильного верстата з ЧПК для автоматизованої обробки деталі «Втулка», що забезпечує скорочення допоміжного часу, підвищення продуктивності верстатного комплексу та економічну ефективність виробництва.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі завдання:

- аналіз конструктивно-технологічних особливостей деталі «Втулка» та обґрунтування вибору операції для автоматизації;
- огляд і порівняльний аналіз існуючих конструкцій завантажувальних пристроїв для деталей типу «втулка»;
- розробка конструктивної схеми та компоновки завантажувального пристрою з лотковим магазином-накопичувачем і пневматичним маніпулятором;
- геометричний та силовий розрахунок рейкової передачі механізму переміщення маніпулятора;
- розрахунок захватного пристрою та вибір параметрів привідного пневмоциліндра;
- розробка циклограми роботи верстатного комплексу та визначення продуктивності;
- техніко-економічне обґрунтування доцільності впровадження розробленого пристрою.

Об'єктом дослідження є процес автоматизації допоміжних операцій завантаження та розвантаження свердлильного верстата з ЧПК при обробці деталі «Втулка».

Предметом дослідження є конструкція, кінематика та силові параметри завантажувального пристрою з пневматичним приводом для свердлильної операції.

Практичне значення роботи полягає в тому, що розроблений завантажувальний пристрій є готовим конструктивним рішенням, придатним для впровадження на машинобудівних підприємствах серійного типу.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Характеристика завантажувальної деталі в плані автоматизованої обробки.

1.1. Характеристика завантажувальної деталі в плані автоматизованої обробки. Вибір автоматизованої операції

Аналіз вихідних даних є одним із найважливіших етапів проєктування засобів автоматизації, оскільки саме конструктивні та технологічні особливості деталі визначають вибір схеми автоматизації, типу накопичувального пристрою, способу орієнтування заготовок, конструкції механізмів подачі та захоплення, а також необхідність застосування додаткових пристроїв контролю положення заготовки.

Деталь «Втулка» є типовим представником класу «тіла обертання» з $L > d$ та відноситься до 4-го класу точності. Вона має ступінчасту циліндричну форму з внутрішнім отвором, фланцем, шпонковим пазом та різьбовим отвором. Завдяки симетрії відносно геометричної осі і зручним базовим поверхням — зовнішній циліндричній $\varnothing 45\ h7$ та торцевій поверхні 8 — деталь добре піддається автоматизованому транспортуванню та орієнтуванню. Ескіз деталі з нумерацією поверхонь наведено на рис. 1.

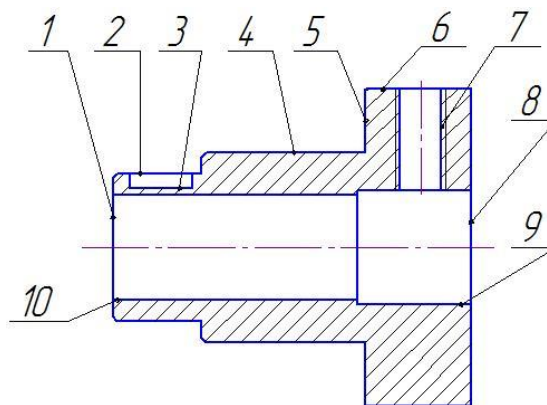


Рис. 1.1. Ескіз деталі «Втулка» з позначенням поверхонь

Матеріал деталі

Деталь виготовляється зі сталі Ст3пс згідно з ДСТУ 2651:2023 «Сталь вуглецева звичайної якості. Марки», що замінило попередній стандарт ГОСТ 380-94. Сталь Ст3пс відноситься до групи Б (за механічними

властивостями) і є полуспокійною вуглецевою сталлю загального призначення. Позначення «пс» означає напівспокійне розкислення. В якості заготовки використовується прокат — круглий або гарячекатаний.

Застосування Ст3пс обумовлене:

- достатньою міцністю для деталей типу втулок, що працюють при помірних навантаженнях;
- доброю зварюваністю та оброблюваністю різанням;
- порівняно низькою вартістю та доступністю матеріалу;
- можливістю термообробки (загартування + відпуск) для підвищення твердості до HRC 26...32.

Хімічний склад матеріалу деталі наведено в табл. 1.1, механічні властивості — в табл. 1.2.

Таблиця 1.1

Хімічний склад матеріалу деталі (Ст3пс, ДСТУ 2651:2023)

Марка матеріалу	Стандарт	Склад елементів, %							
		C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	S ≤	P ≤
Ст3пс	ДСТУ 2651:2023	0,14–0,22	0,05–0,17	0,40–0,65	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,30	0,05	0,04

Таблиця 1.2

Механічні властивості матеріалу деталі (Ст3пс, ДСТУ 2651:2023)

Марка матеріалу	Стандарт	σ_B , МПа ≥	σ_T , МПа ≥	δ_5 , % ≥	ψ , % ≥	Твердість HB ≤
Ст3пс	ДСТУ 2651:2023	370–490	245	23	27	131

де σ_B — тимчасовий опір розриву; σ_T — границя текучості; δ_5 — відносне подовження; ψ — відносне звуження поперечного перерізу після розриву; HB — твердість за Брінеллем.

Аналіз геометрії деталі та її придатності для автоматизованої обробки

Визначимо основні геометричні характеристики деталі та оцінимо її придатність для автоматизованого транспортування й орієнтування:

Відношення довжини до найбільшого зовнішнього діаметра:

$$L / D = 85 / 75 = 1,13 > 1$$

Оскільки $L/D > 1$, деталь має більшу довжину ніж діаметр і відноситься до деталей типу «втулка» або «коротке тіло обертання», для яких характерне стійке положення на торці при гравітаційному орієнтуванні.

Маса деталі (орієнтовний розрахунок за спрощеною ступінчастою формою):

$$m = \rho \cdot (V_1 + V_2 + V_3), \quad \rho = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$$

$$V_1 = \pi \cdot (D/2)^2 \cdot L_1 = \pi \cdot 3,75^2 \cdot 5,5 \approx 242 \text{ см}^3 \quad (\text{Ø75, } h=55 \text{ мм})$$

$$V_2 = \pi \cdot (d_2/2)^2 \cdot L_2 = \pi \cdot 2,25^2 \cdot 3,0 \approx 48 \text{ см}^3 \quad (\text{Ø45, } h=30 \text{ мм})$$

$$V_{вн} = \pi \cdot (d_{вн}/2)^2 \cdot L = \pi \cdot 1,35^2 \cdot 8,5 \approx 49 \text{ см}^3 \quad (\text{отвір Ø27})$$

$$m \approx \rho \cdot (V_1 + V_2 - V_{вн}) = 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot (242 + 48 - 49) \approx 1,89 \text{ кг}$$

Маса деталі $m \approx 1,9$ кг не потребує потужних приводів завантажувального пристрою та не становить небезпеки для оператора. Для деталей з масою до 5 кг, згідно з нормативними рекомендаціями, можуть застосовуватись пневматичні або електромеханічні механізми подачі.

Деталь «Втулка» є придатною для автоматизованого транспортування та орієнтування у просторі завдяки таким ознакам:

- виражена геометрична вісь симетрії (циліндрична форма) — дозволяє застосовувати лоткові та бункерні накопичувачі, а також механізми поштучної видачі з призматичними гніздами;
- розвинена торцева базова поверхня 8 — дозволяє забезпечити торцеве базування при завантаженні;
- наявність ступінчастого перепаду діаметрів (Ø75 → Ø45 → Ø35) — може використовуватись для пасивного самоорієнтування деталі в магазині при перепаді Ø75/Ø35;
- некруглий елемент (шпонковий паз) вимагає кутового орієнтування — необхідний механізм кутової орієнтації (МО) перед завантаженням.

Аналіз точності поверхонь деталі

Для визначення вимог до точності базування при автоматизованому завантаженні виконаємо аналіз точності усіх поверхонь деталі. Результати зведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Аналіз точності оброблюваної деталі

№ пов.	Найменування поверхні	Розмір з відхиленням	Квалітет точності	Точність форми та розміщення поверхонь	Шорсткість Ra, мкм
1	Торець (загальна довжина)	L = 85 мм	—	—	12,5
2	Зовнішня циліндрична	Ø35-0,025	h7	Циліндричність ≤ 0,012 мм	3,2
3	Шпонковий паз	6×15 мм	—	Симетричність відносно осі	3,2
4	Зовнішня циліндрична (базова)	Ø45-0,025	h7	Циліндричність ≤ 0,012 мм	1,25
5	Торець ступені	L = 25 мм	—	—	6,3
6	Зовнішня циліндрична (фланець)	Ø75 мм	—	—	12,5
7	Різьбовий отвір	M12×1,5	6H	—	3,2
8	Торець (базовий)	L = 85 мм	—	Перпендикулярність до осі ≤ 0,020 мм	3,2
9	Внутрішня циліндрична	Ø27 мм	H12	—	12,5
10	Внутрішня циліндрична (посадкова)	Ø25+0,021	H7	Циліндричність ≤ 0,007 мм	1,25

Аналіз табл. 3 показує, що найбільш відповідальними поверхнями є: Ø45 h7 та Ø35 h7 (зовнішні посадкові шийки, Ra 1,25 мкм) та Ø25 H7 (внутрішня посадкова поверхня, Ra 1,25 мкм). Базова поверхня для завантаження — зовнішня циліндрична Ø45 h7, яка є найточнішою серед зовнішніх поверхонь та забезпечує надійне центрування в призмі завантажувального пристрою.

Вибір операції для автоматизації

Операцію, яку слід автоматизувати, вибираємо виходячи з критерію рівня автоматизації — відношення основного часу обробки до штучного часу:

$$\alpha T = T_o / T_{шт}$$

де T_o — основний (машинний) час на обробку; $T_{шт}$ — штучний час, що включає всі складові: $T_{шт} = T_o + T_d + T_{тех.обс} + T_{орг.обс} + T_{відд}$.

Перелік операцій маршруту обробки деталі та значення показника автоматизації наведено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Перелік операцій механічної обробки деталі «Втулка» та рівень автоматизації

№ опер.	Назва операції	Зміст операції	Обладнання	αT	Висновок
005	Заготівельна	Отримання прокату, відрізання заготовки	Відрізний верстат	—	—
010	Токарна чорнова	Підрізати торці, точити зовнішній Ø45 та Ø35	Токарний з ЧПК	0,41	Можлива автоматизація
015	Токарна чистова	Чистова обробка Ø45 h7, Ø35 h7, Ø75	Токарний з ЧПК	0,35	Можлива автоматизація
020	Свердлильна	Свердлити отвір Ø27, розточити Ø25 H7, нарізати M12×1,5	Свердлильний з ЧПК	0,28	Автоматизація доцільна
025	Фрезерна	Фрезерувати шпонковий паз 6×15	Шпонково-фрезерний	0,33	Можлива автоматизація
030	Термічна	Загартування + відпуск до HRC 26...32	Піч + гарт. бак	—	—
035	Контрольна	Перевірка розмірів, шорсткості, твердості	Стіл ВТК	—	—

Для автоматизації вибираємо операцію 020 — свердлильну (свердління та розточування отвору Ø25 H7, нарізання різьби M12×1,5). Обґрунтування:

- операція є трудомісткою і вимагає точного базування деталі відносно свердла та розточувальної головки — саме ця умова добре реалізується при автоматизованому завантаженні в призму по поверхні Ø45;
- свердлильний верстат з ЧПК виконує всі переходи в напівавтоматичному режимі — ручне втручання необхідне лише

для установки та зняття деталі, що є прямим об'єктом автоматизації;

- показник $\alpha T = 0,28$ є найнижчим серед механічних операцій, що вказує на велику частку допоміжного часу і, відповідно, найбільший потенціал зростання продуктивності при впровадженні ЗПВ;
- відсутність технологічної необхідності в ручному орієнтуванні деталі під час обробки (завантаження призму гарантує повторюване базування).

Вибір схеми завантажувально-розвантажувального пристрою

Для правильного вибору компоновальної схеми завантажувального пристрою розглянемо типові схеми, що застосовуються в автоматизованих верстатних комплексах (рис. 1.2):

- Схема А: $HЗ \rightarrow MЗ \leftrightarrow B \rightarrow HД$ (класична, механізм завантаження обслуговує верстат та приймає деталі);
- Схема Б: $HЗ \rightarrow B \rightarrow HД$ ($MЗ$ вбудований у верстат, деталь проходить через робочу зону);
- Схема В: $HЗ \rightarrow MO \rightarrow MЗ \leftrightarrow B \rightarrow HД$ (з механізмом орієнтації — застосовується для деталей, що вимагають кутового орієнтування).

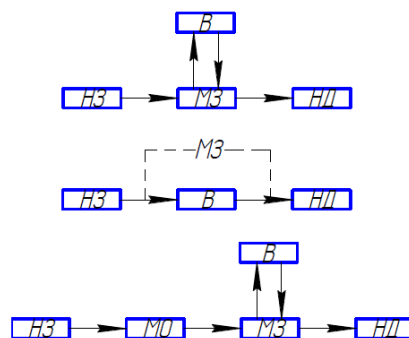


Рис. 1.2. Варіанти схем завантажувально-розвантажувальних пристроїв (умовні позначення: В — верстат, МЗ — механізм завантаження, HD — накопичувач деталей, HЗ — накопичувач заготовок, МО — механізм орієнтації)

Враховуючи, що деталь «Втулка» містить шпонковий паз, який вимагає кутового орієнтування перед завантаженням, а також те, що після обробки деталь необхідно відвести у накопичувач готових деталей, обирається схема В: НЗ $\rightarrow$ МО $\rightarrow$ МЗ $\leftrightarrow$ В $\rightarrow$ НД. Ця схема забезпечує:

- зберігання орієнтованого запасу заготовок у накопичувачі НЗ (лотковий або бункерний магазин);
- поштучну видачу заготовок з механізмом кутового орієнтування МО по шпонковому пазу або іншому несиметричному елементу;
- завантаження заготовки механізмом МЗ у призму свердлильного верстата та розвантаження обробленої деталі у накопичувач НД.

Висновки

1. Деталь «Втулка» (Ст3пс, ДСТУ 2651:2023, маса $m \approx 1,9$ кг) є придатною для автоматизованої обробки: має регулярну циліндричну форму, зручні базові поверхні ($\varnothing 45$ h7 та торець 8), невелику масу.

2. Для автоматизації обрано свердлильну операцію 020 ($\alpha T = 0,28$) як таку, що має найбільший потенціал підвищення продуктивності при впровадженні ЗПВ.

3. З урахуванням конструктивних особливостей деталі (наявність шпонкового пазу) для подальшого проєктування прийнято компоувальну схему В: НЗ $\rightarrow$ МО $\rightarrow$ МЗ $\leftrightarrow$ В $\rightarrow$ НД.

1.2 Розробка технології обробки деталі на заданій операції

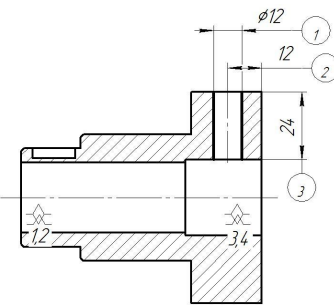
За результатами аналізу п. 1.1 для автоматизації обрано свердлильну операцію 020: свердління отвору $\varnothing 11$ мм під різьбу M12 $\times$ 1,5, розточування та нарізання різьби у ступені $\varnothing 75$ мм деталі «Втулка». Розроблювана технологія відноситься до умов серійного та багатосерійного виробництва. Обробка виконується на вертикально-свердлильному обробному центрі з ЧПК.

Зміст розробленої технологічної операції занесено до табл. 1.5. Затиск деталі виконується у призмі по зовнішній циліндричній поверхні $\varnothing 45$ h7 —

базовій поверхні, визначеній у п. 1.1. Призма як верстатний пристрій забезпечує необхідне орієнтування деталі відносно шпинделя і достатньо жорсткий затиск для сприйняття осьових і крутних сил різання при свердлінні та нарізанні різьби.

Таблиця 1.5

Зміст технологічної операції 020 — Свердлильна з ЧПК

Назва операції	Верстат та модель	Операційний ескіз	Зміст операції
Свердлильна з ЧПК (оп. 020)	Вертикально-свердлильний з ЧПК HAAS VF-2SS (або аналог VMC з ЧПК)		Перехід 1: 1. Встановити та закріпити деталь у призмі. 2. Свердлити отвір Ø11, витримуючи розміри 1, 2, 3.
			Перехід 2: 3. Нарізати різьбу M12×1,5 у отворі, витримуючи розміри 2, 3. 4. Зняти деталь.

Вибір верстата та обґрунтування

Для обробки деталі «Втулка» в умовах серійного виробництва вибирається вертикально-свердлильний (вертикальний фрезерний) обробний центр з ЧПК класу VMC. У навчальному проєкті прийнятий верстат HAAS VF-2SS як сучасний аналог типової серійної машини, що відповідає вимогам до точності позиціонування ($\pm 0,005$ мм) і оснащеної системою ЧПК Haas NextGen Control.

Ключові технічні характеристики верстата HAAS VF-2SS:

- максимальний діаметр свердла — 50 мм; потужність шпинделя — 22 кВт;
- максимальна частота обертання — 12 000 об/хв; конус шпинделя — ISO 40;
- АТЦ: 24 інструменти (або 30 — опція); час зміни інструменту — 4,2 с;
- точність позиціонування — $\pm 0,005$ мм; повторюваність — $\pm 0,003$ мм;

- робочі подачі — до 12 700 мм/хв; швидкі переміщення — до 35 900 мм/хв;
- система ЧПК — Haas NextGen Control із підтримкою G/M-кодів, зовнішніх I/O та M-команд для інтеграції з ЗПВ.

У разі використання іншого типу серійного вертикально-свердлильного верстата (наприклад, AC-32 Turret або аналогу) параметри режимів різання коректуються відповідно до паспортних даних обраної машини.

Вибір різального інструменту

Інструмент для обох переходів операції 020 наведено в табл. 1.6.

Таблиця 1.6

Різальний інструмент для операції 020

Перехід	Інструмент	Матеріал ріж. частини	Стандарт / каталог
1. Свердління Ø11	Свердло спіральне Ø11 мм	P6M5 (HSS-Co)	ДСТУ ISO 235-1:2022 або Sandvik Coromant 860.1-1100
2. Нарізання різьби M12×1,5	Мітчик машинний M12×1,5	P6M5 (HSS)	ДСТУ ISO 529:2018 або Dormer E012

Матеріал P6M5 (HSS-Co) для свердла обраний з огляду на середні вимоги до продуктивності та достатню стійкість при обробці сталі Ст3пс. При збільшенні серійності допускається заміна на твердосплавне свердло з внутрішнім підведенням ЗОЖ (наприклад, Sandvik Coromant CoroDrill 860 або Dormer Pramet eDrill), що дозволяє збільшити швидкість різання у 3–5 разів.

Розрахунок режимів різання

Операційні ескізи переходів наведено на рис. 1.3 та рис. 1.4.

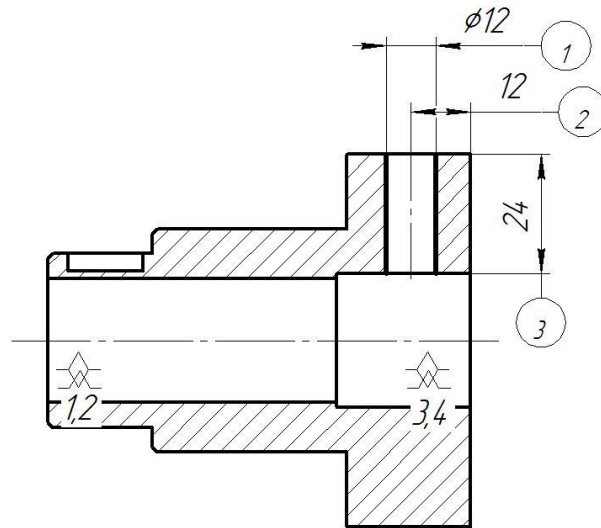


Рис. 1.3. Операційний ескіз переходу 1 (свердління отвору Ø11, l = 24 мм)

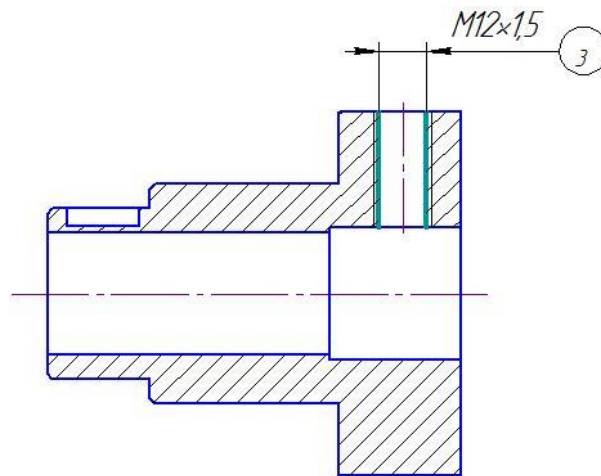


Рис. 1.4. Операційний ескіз переходу 2 (нарізання різьби M12×1,5)

Перехід 1 — свердління отвору Ø11 мм (під різьбу M12×1,5).

Глибина різання при свердлінні:

$$t_p = d / 2 = 11 / 2 = 5,5 \text{ мм}$$

Вибір подачі. Подача вибирається з нормативних таблиць [1] для свердла Ø11 мм при обробці вуглецевої сталі (Ст3пс, σ

Приймаємо подачу $S = 0,35$ мм/об (діапазон за паспортом: 0,17...0,43 мм/об).

Швидкість різання при свердлінні:

$$v = C_v / (T_m \cdot t_x \cdot S_y) \cdot K_v$$

де значення коефіцієнтів і показників степеня для свердління в сталі:

$$C_v = 7,0; m = 0,20; x = 0; y = 0,70; T = 30 \text{ хв}$$

Поправочний коефіцієнт:

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{lv} = 1,97 \cdot 0,65 \cdot 1,0 = 1,28$$

де $K_{mv} = 1,97$ — коефіцієнт, що враховує якість матеріалу (СтЗпс, $\sigma_b = 370$ МПа); $K_{nv} = 0,65$ — матеріал різальної частини (Р6М5); $K_{lv} = 1,0$ — глибина отвору ($l/d = 24/11 \approx 2,2 < 3$).

Розрахована швидкість різання:

$$v = 7,0 / (30^{0,20} \cdot 5,5^0 \cdot 0,35^{0,70}) \cdot 1,28 \approx 23,7 \text{ м/хв}$$

Розрахункова частота обертання:

$$n_{\text{роз}} = 1000 \cdot v / (\pi \cdot d) = 1000 \cdot 23,7 / (3,14 \cdot 11) \approx 687 \text{ об/хв}$$

Коригуємо за паспортними даними верстата: приймаємо $n_d = 800$ об/хв.

Дійсна швидкість різання:

$$v_d = \pi \cdot d \cdot n / 1000 = 3,14 \cdot 11 \cdot 800 / 1000 \approx 27,6 \text{ м/хв}$$

Перехід 2 — нарізання різьби М12×1,5 машинним мітчиком.

Крок різьби $P = 1,5$ мм; подача $S = P = 1,5$ мм/об (синхронний цикл G84 або G74 на верстаті з ЧПК).

Швидкість різання при нарізанні різьби (рекомендація для Р6М5, сталь СтЗпс):

$$v_{\text{нїт}} \approx 7...10 \text{ м/хв; приймаємо } v_{\text{нїт}} = 7,5 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя при нарізанні різьби:

$$n_{\text{нїт}} = 1000 \cdot v / (\pi \cdot d) = 1000 \cdot 7,5 / (3,14 \cdot 12) \approx 199 \text{ об/хв; приймаємо } 200 \text{ об/хв}$$

Зведену таблицю режимів різання для обох переходів наведено в табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Зведена таблиця режимів різання для операції 020

Перехід	d, мм	t, мм	S, мм/об	V, м/хв	n, об/хв
1. Свердління	11	5,5	0,35	28,0	800
2. Нарізання різьби М12×1,5	12	—	1,5 (крок)	7,5	200

Визначення норм часу

Норма часу на виконання операції на верстаті з ЧПК складається із норми підготовчо-заключного часу $T_{пз}$ і норми штучного часу $T_{шт}$:

$$T_{шт.к} = T_{шт} + T_{пз} / N_{шт}$$

Перехід 1 — свердління. Розрахунковий основний час:

$$T_{01} = (l + l_1 + l_2 + l_3) / (n \cdot S \cdot i)$$

$$T_{01} = (24 + 8 + 5 + 8) / (800 \cdot 0,35 \cdot 1) = 45 / 280 \approx 0,160 \text{ хв}$$

де $l = 24$ мм — глибина свердління; $l_1 = 8$ мм — підвід; $l_2 = 5$ мм — врізання; $l_3 = 8$ мм — перебіг; $i = 1$ — кількість проходів.

Перехід 2 — нарізання різьби $M12 \times 1,5$:

$$T_{02} = (l + l_1 + l_2) / (n_{ніт} \cdot S) \cdot 2 = (12 + 3 + 3) / (200 \cdot 1,5) \cdot 2 \approx 0,060 \text{ хв}$$

де $l = 12$ мм — довжина нарізаної різьби (дорівнює глибині отвору у кроковій частині); коефіцієнт 2 — зворотний хід мітчика.

Сумарний основний час:

$$T_0 = T_{01} + T_{02} = 0,160 + 0,060 = 0,220 \text{ хв}$$

Допоміжний час:

$$T_d = T_{ус} + T_{уп} = 0,08 + 0,12 = 0,20 \text{ хв}$$

де $T_{ус} = 0,08$ хв — час на установку і зняття деталі у призмі (маса деталі до 3 кг, пневматичний затиск); $T_{уп} = 0,12$ хв — час на управління верстатом (введення програми, встановлення інструменту).

Оперативний час:

$$T_{оп} = T_0 + T_d = 0,220 + 0,20 = 0,420 \text{ хв}$$

Час обслуговування робочого місця та відпочинку ($\alpha = 3,5$ %, $\beta = 4,0$ %):

$$T_{шт} = T_{оп} \cdot (1 + (\alpha + \beta) / 100) = 0,420 \cdot (1 + 7,5 / 100) \approx 0,452 \text{ хв} \approx 27 \text{ с}$$

Штучно-калькуляційний час ($T_{пз} = 12$ хв, $N = 1000$ шт.):

$$T_{шт.к} = T_{шт} + T_{пз} / N = 0,452 + 12 / 1000 \approx 0,464 \text{ хв}$$

Таблиця 1.8

Зведена таблиця норм часу для операції 020

Складова норми часу	Позначення	Значення, хв	Примітка
Основний час (перехід 1 — свердління)	T_{01}	0,160	Розрахунок за формулою
Основний час (перехід 2 — нарізання різьби)	T_{02}	0,060	Розрахунок за формулою
Сумарний основний час	T_0	0,220	$T_0 = T_{01} + T_{02}$
Допоміжний час (установка / зняття + управління)	T_d	0,20	$T_{yc}=0,08$; $T_{up}=0,12$ хв
Оперативний час	$T_{оп}$	0,42	$T_0 + T_d$
Час обслуговування (3,5 % від $T_{оп}$)	$T_{обс}$	0,015	$\alpha = 3,5 \%$
Час відпочинку (4 % від $T_{оп}$)	$T_{відд}$	0,017	$\beta = 4 \%$
Штучний час	$T_{шт}$	0,452	$T_{оп} \cdot (1 + (\alpha + \beta) / 100)$
Підготовчо-заключний час	$T_{пз}$	12	Паспорт верстата
Штучно-калькуляційний час ($N=1000$ шт)	$T_{шт.к}$	0,464	$T_{шт} + T_{пз}/N$
Цикловий час (без ЗПВ)	$T_{цикл}$	0,452	$\approx T_{шт}$, ручне завантаження
Цикловий час (з ЗПВ, прогноз)	$T'_{цикл}$	$\approx 0,24$	T_0 + допоміжні авт. переміщення

Аналіз продуктивності та ефект від автоматизації

Циклова продуктивність без ЗПВ (ручне завантаження/розвантаження):

$$Q_{ц} = 1 / T_{шт} = 1 / 0,452 \approx 2,21 \text{ дет/хв} \approx 133 \text{ дет/год}$$

Після впровадження завантажувально-розвантажувального пристрою (ЗПВ) час допоміжний T_d скорочується до автоматичних переміщень ($\approx 0,04$ хв), тоді прогнозований цикловий час:

$$T'_{цикл} = T_0 + T'_d = 0,220 + 0,040 \approx 0,260 \text{ хв}$$

Прогнозована продуктивність після впровадження ЗПВ:

$$Q'_{ц} = 1 / T'_{цикл} = 1 / 0,260 \approx 3,85 \text{ дет/хв} \approx 231 \text{ дет/год}$$

Коефіцієнт підвищення продуктивності:

$$k_p = Q'_{ц} / Q_{ц} = 3,85 / 2,21 \approx 1,74$$

Таким чином, впровадження ЗПВ дозволяє підвищити продуктивність операції 020 приблизно у 1,7 раза, що підтверджує доцільність автоматизації завантаження деталі «Втулка» на свердлильну операцію.

Висновки

1. Розроблена технологічна операція 020 «Свердлильна з ЧПК» включає два переходи: свердління отвору $\varnothing 11$ мм ($t = 5,5$ мм, $S = 0,35$ мм/об, $n = 800$ об/хв, $v_d = 27,6$ м/хв) та нарізання різьби $M12 \times 1,5$ ($n = 200$ об/хв, $v = 7,5$ м/хв).

2. Загальний основний час обробки $T_0 = 0,220$ хв; штучний час $T_{шт} = 0,452$ хв ≈ 27 с.

3. Впровадження ЗПВ дозволяє скоротити $T_{шт}$ і підвищити продуктивність приблизно у 1,7 раза (з 133 до 231 дет/год), що є головним обґрунтуванням для проектування автоматизованого завантажувального пристрою у наступних розділах роботи.

1.3 Аналіз особливостей вибраного верстата для автоматизації

Правильний вибір верстатного обладнання є необхідною умовою успішної автоматизації обробки, оскільки конструктивні особливості верстата, його система числового програмного керування (ЧПК) та наявні інтерфейси ввімкнення-виключення периферійних пристроїв визначають можливість інтеграції завантажувально-розвантажувального пристрою (ЗПВ) і характер узгодження його роботи з основним технологічним циклом.

Для виконання свердлильної операції 020 (свердління $\varnothing 11$ мм та нарізання різьби $M12 \times 1,5$ у деталі «Втулка», розд. 1.2) вибирається вертикально-свердлильний (вертикальний фрезерний) обробний центр з ЧПК. У вихідній постановці завдання передбачалось використання вертикально-свердлильного верстата AC-32 Turret виробництва Alzmetall (Німеччина). Проведений нижче аналіз показує, що для умов сучасного серійного виробництва і повноцінної інтеграції ЗПВ більш обґрунтованим є

вибір верстата HAAS VF-2SS класу VMC (Vertical Machining Centre) із системою ЧПК Haas NextGen Control (NGC).

Короткий огляд верстата AC-32 Turret

Верстат AC-32 Turret (рис. 1.5) виробництва Alzmetall GmbH (Німеччина) — компактний вертикально-свердильний верстат з ЧПК і шестипозиційною автоматичною поворотною головкою (turret). Він належить до категорії спеціалізованих свердильних верстатів малої потужності (3 кВт) і забезпечує виконання простих багатоінструментальних циклів — свердління, нарізання різьби, зенкування — в умовах дрібносерійного виробництва. Основна перевага — компактність (маса 550 кг) і швидка (2 с) автоматична зміна інструменту між позиціями головки.



Рис. 1.5. Вертикально-свердильний верстат AC-32 Turret (Alzmetall GmbH, Німеччина)

Технічні характеристики AC-32 Turret: максимальний діаметр свердління (сталь) 20 мм; нарізання різьби до M16 (сталь), M20 (чавун); 6 позицій у поворотній головці; частота обертання шпинделя 55–5000 об/хв; виліт осі шпинделя 322 мм; стіл 614×370 мм; потужність 3 кВт; маса 550 кг.

Разом з тим AC-32 Turret має суттєві обмеження щодо автоматизації:

- система ЧПК є спеціалізованою і застарілою — не підтримує стандартизованих М-кодів для керування зовнішніми пристроями (ЗПВ);
- відсутні стандартні дискретні входи/виходи для підключення датчиків і виконавчих механізмів ЗПВ без додаткового обладнання;
- відсутні автоматичні двері (Auto Door) — безпечне відкриття/закриття зони обробки при роботі ЗПВ потребує окремого рішення;
- мала потужність (3 кВт) обмежує режими різання при збільшенні серійності і застосуванні твердосплавного інструменту;
- верстат більше не випускається серійно та не підтримується офіційним сервісом в Україні.

Вибір верстата HAAS VF-2SS та його обґрунтування

З урахуванням наведених обмежень AC-32 Turret та вимог до інтеграції ЗПВ для операції 020 обирається сучасний вертикальний обробний центр з ЧПК HAAS VF-2SS виробництва Haas Automation Inc. (США). Цей верстат є стандартним представником класу VMC і широко застосовується у серійному та багатосерійному виробництві в Україні та у світі. Загальний вигляд верстата в типовому виконанні з автоматичними дверима наведено на рис. 6.

Вибір HAAS VF-2SS обґрунтовується такими чинниками:

- верстат оснащений системою ЧПК Haas NextGen Control (NGC) — повністю сумісною з ISO G/M-кодами, підтримує програмовані М-коди користувача та вбудовані дискретні входи/виходи (I/O) для підключення ЗПВ без зовнішнього PLC;
- вбудована опція автоматичних дверей (Auto Door), що керується М-кодами, забезпечує безпечний і синхронізований з ЧПК доступ ЗПВ до робочої зони;

- потужність шпинделя 22,4 кВт забезпечує продуктивну обробку при будь-яких режимах різання для деталі «Втулка» (СтЗпс) — у тому числі при застосуванні твердосплавного інструменту (розд. 1.2);
- АТЦ на 24 позиції дозволяє розмістити весь необхідний комплект інструментів (свердло Ø11, мітчик M12×1,5, зенківка, контрольний щуп) і виконувати операцію без зупинки для ручної зміни;
- точність позиціонування $\pm 0,005$ мм і повторюваність $\pm 0,003$ мм відповідають вимогам до точності базування деталі «Втулка» при автоматизованому завантаженні;
- Haas VF-2SS — серійний верстат з широкою мережею технічного обслуговування в Україні (Haas Factory Outlet), доступними запасними частинами та актуальною документацією.

Технічні характеристики верстата HAAS VF-2SS

Повна технічна характеристика верстата HAAS VF-2SS наведена в табл. 1.9.

Таблиця 1.9

Технічні характеристики верстата HAAS VF-2SS

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Максимальний діаметр свердління (сталь)	мм	50
Максимальний діаметр нарізання різьби (сталь)	мм	M42
Розміри робочого столу	мм	914 × 356
Хід по осях X / Y / Z	мм	762 / 406 / 508
Відстань від торця шпинделя до столу	мм	102–610
Виліт осі шпинделя	мм	356
Конус шпинделя	—	BT/CT 40 (ISO 40)
Частота обертання шпинделя	об/хв	1–12 000
Потужність електродвигуна шпинделя (пікова)	кВт	22,4
Крутний момент (пік)	Н·м	122
Тип АТЦ / кількість позицій	шт.	Карусельний / 24 (опц. 30)
Час зміни інструменту (chip-to-chip)	с	4,2

Максимальна маса інструменту	кг	5,4
Робочі подачі по осях	мм/хв	0–12 700
Швидке переміщення по X, Y	м/хв	35,9
Швидке переміщення по Z	м/хв	30,5
Точність позиціонування (за ISO 230-2)	мм	±0,005
Повторюваність позиціонування	мм	±0,003
Система ЧПК	—	Haas NextGen Control (NGC)
Вбудована пам'ять керуючих програм	МБ	512
Підтримка G/M-кодів та зовн. I/O	—	Так (M-коди для ЗПВ)
Вантажопідйомність столу	кг	680
Маса верстата	кг	4 423
Габарити (Д × Ш × В)	мм	2 337 × 2 337 × 2 616

Порівняльний аналіз AC-32 Turret та HAAS VF-2SS

Для обґрунтування заміни верстата виконаємо порівняльний аналіз ключових параметрів (табл. 1.10). Примітка: точність позиціонування для AC-32 Turret (*) прийнята орієнтовно — паспортне значення у відкритому доступі відсутнє.

Таблиця 1.10

Порівняльний аналіз AC-32 Turret та HAAS VF-2SS

Параметр	AC-32 Turret	HAAS VF-2SS	Коментар
Потужність шпинделя, кВт	3	22,4	HAAS у 7,5 раза потужніший
Макс. частота обертів, об/хв	5 000	12 000	HAAS — у 2,4 раза більше
Макс. діаметр свердління (сталь), мм	20	50	HAAS — у 2,5 раза більше
АТЦ, позицій	6	24	HAAS — у 4 раза більше позицій
Час зміни інструменту, с	2	4,2	Порівнянні; при 6 позиц. перевага мінімальна
Точність позиціонування, мм	±0,05*	±0,005	HAAS — у 10 разів точніший
Система ЧПК	Власна (застаріла)	Haas NextGen Control (NGC)	Сучасна, підтримка M-кодів для ЗПВ, RS-232, Ethernet
Зовнішні I/O для ЗПВ	Відсутні	Вбудовані (M-коди, relay outputs)	Пряма інтеграція з ЗПВ без додаткових контролерів
Автоматичні двері (Auto Door)	Ні	Опція / є у кл. VMC	Необхідна для автоматизації завантаження
Маса верстата, кг	550	4 423	VMC — важчий, стуніший, точніший

Аналіз табл. 1.10 підтверджує, що HAAS VF-2SS перевершує AC-32 Turret за всіма ключовими параметрами, що впливають на можливість автоматизації операції 020 і загальну продуктивність виробництва.

Особливості системи ЧПК Haas NextGen Control та засоби інтеграції з ЗПВ

Система ЧПК Haas NextGen Control (NGC) є ключовою перевагою HAAS VF-2SS з точки зору автоматизації завантаження. NGC являє собою повнофункціональну систему числового програмного керування, що виконується на промисловій платформі з сенсорним інтерфейсом і підтримує увесь набір сучасних засобів взаємодії з периферійним обладнанням. Засоби інтеграції NGC з ЗПВ наведено в табл. 1.11.

Таблиця 1.11

Засоби інтеграції HAAS NGC з завантажувально-розвантажувальним пристроєм

Функція	Реалізація на HAAS NGC	Значення для ЗПВ
Автоматичні двері (Auto Door)	Відкриваються/закриваються за М-командою ЧПК (M83/M84) або призначеним М-кодом користувача	Забезпечують безпечне відкриття зони обробки для ЗПВ без участі оператора
М-коди користувача	Програмовані М-коди (M21–M28 та ін.) через реле-виходи I/O NGC	Керування виконавчими механізмами ЗПВ (захоплювач, магазин, призма)
Дискретні входи/виходи	До 64 I/O (вбудовані + розширення)	Отримання сигналів від датчиків ЗПВ (наявність деталі, кінцеві положення)
Parts catcher (уловлювач)	Опціональний М-керований лоток	Автоматичне прийняття обробленої деталі
Синхронізація по циклу	Умовні переходи G65, G66, G67; M00 (пауза)	Організація повного автоматичного циклу з ЗПВ без зупинки оператора
Зв'язок з ПК/PLC	RS-232, USB, Ethernet, Modbus	Можливість підключення зовнішнього PLC (Siemens, Mitsubishi, OMRON)

Таким чином, система NGC надає повний набір засобів для реалізації автоматизованого циклу: відкриття дверей → подача деталі ЗПВ → затиск призми → обробка → розтиск → видалення деталі → закриття дверей →

повторення. Цей цикл програмується безпосередньо в керуючій G-M-програмі без будь-якого додаткового обладнання між ЧПК і ЗПВ.

Особливості циклу обробки деталі «Втулка» на HAAS VF-2SS

Верстат HAAS VF-2SS у поєднанні з ЗПВ виконує операцію 020 у напіваавтоматичному циклі (у стандартній конфігурації — ручне завантаження оператором кожні ≈ 25 хв при роботі від магазинного накопичувача на 40 деталей) або у повністю автоматичному циклі при підключенні до магазину, ємність якого достатня для тривалої автономної роботи.

Цикл обробки однієї деталі на HAAS VF-2SS (розрахунковий):

- відкриття автоматичних дверей (M83) — $\approx 1,5$ с;
- подача заготовки ЗПВ в призму і затиск — $\approx 3-5$ с (залежно від конструкції ЗПВ);
- закриття дверей (M84) — $\approx 1,5$ с;
- виконання G-M-програми обробки (свердління + різьба) — $T_0 = 0,220$ хв $\approx 13,2$ с (розд. 1.2);
- відкриття дверей (M83) — $\approx 1,5$ с;
- розтиск і видалення деталі ЗПВ — $\approx 3-5$ с;
- закриття дверей (M84) — $\approx 1,5$ с.

Загальний прогнозований час циклу при автоматизованому завантаженні:

$$T_{\Sigma} \approx 13,2 + 2 \times 1,5 + 2 \times 1,5 + 2 \times 4 = 13,2 + 3 + 3 + 8 \approx 27 \text{ с} \approx 0,45 \text{ хв}$$

Коефіцієнт завантаження шпинделя (відношення машинного часу до циклового):

$$K_z = T_0 / T_{\Sigma} = 13,2 / 27 \approx 0,49$$

Отримане значення $K_z \approx 0,49$ є типовим для операцій свердління і нарізання різьби в умовах автоматизованого виробництва і підтверджує ефективність вибраного верстата. Подальше збільшення K_z можливе шляхом скорочення часу допоміжних переміщень ЗПВ (вибір конструкції ЗПВ з мінімальним часом подачі — розд. 1.4).

Верстат HAAS VF-2SS повністю підготовлений для автоматизованої обробки у поєднанні з ЗПВ і не потребує модернізації основних вузлів. Необхідні дії для впровадження ЗПВ обмежуються:

- програмуванням М-кодів для керування ЗПВ (через стандартний конфігуратор NGC);
- підключенням електричних ліній I/O ЗПВ до відповідних роз'ємів на задній панелі верстата;
- налагодженням синхронізації циклу ЗПВ та верстатної G-M-програми на пробних деталях.

Висновки

1. Первісно запропонований верстат AC-32 Turret не відповідає вимогам сучасного автоматизованого серійного виробництва через відсутність стандартних засобів інтеграції ЗПВ (М-кодів, дискретних I/O, автоматичних дверей) та малу потужність (3 кВт).

2. Для виконання операції 020 обрано сучасний вертикальний обробний центр з ЧПК HAAS VF-2SS (22,4 кВт, 12 000 об/хв, АТЦ-24, точність $\pm 0,005$ мм, NGC). Верстат перевершує AC-32 за всіма ключовими технічними показниками і має повний набір вбудованих засобів для інтеграції ЗПВ.

3. Система ЧПК Haas NextGen Control забезпечує програмоване керування ЗПВ через М-коди та дискретні I/O без додаткового обладнання, що суттєво спрощує розробку і налагодження автоматизованого циклу.

4. Прогнозний час автоматизованого циклу $T_{\text{ц}} \approx 27$ с при коефіцієнті завантаження шпинделя $K_z \approx 0,49$ підтверджує доцільність вибору верстата і визначає вимоги до швидкодії ЗПВ (конструктивний розрахунок — розд. 2).

1.4. Розробка компонувальної схеми автоматизованої операції, її будова та робота

Компонувальна схема автоматизованої операції — це графічне і текстове відображення взаємодії всіх функціональних блоків

автоматизованої системи: накопичувача заготовок (НЗ), механізму орієнтації (МО), механізму завантаження (МЗ), верстата (В) та накопичувача готових деталей (НД). Правильний вибір і обґрунтування компоновальної схеми визначають надійність, продуктивність і вартість усього засобу автоматизації.

На підставі аналізу, виконаного в розд. 1.1–1.3 (деталь «Втулка», операція 020 — свердління отвору Ø11 і нарізання різьби M12×1,5 на верстаті HAAS VF-2SS), у п. 1.1 обрана компоновальна схема В: НЗ → МО → МЗ ↔ В → НД. У цьому розділі обґрунтовується цей вибір шляхом порівняльного аналізу типових схем ЗПВ, описується будова обраної компоновальної схеми та послідовність її роботи.

Оцінка вихідної компоновальної схеми (бункерно-вібраційний завантажувальний пристрій)

У вихідній постановці завдання (для деталі типу «гладкий валик», верстат AC-32 Turret) використовувалась бункерно-вібраційна схема: вібробункер (поз. 10) → вібратор (поз. 9) → лоток (поз. 1) → живильник з повзуном (поз. 7, Ц8) → кондукторна плита з призмою (поз. 5, Ц4) → обробка (Ц12 з рейкою-шестернею) → упор (поз. 2) → приймальний лоток.

Аналіз вихідної схеми показує такі недоліки стосовно нової деталі «Втулка» та верстата HAAS VF-2SS:

- вібробункер придатний для орієнтування деталей з простою симетричною геометрією (гладкий валик); для деталі «Втулка» зі шпонковим пазом бункерне орієнтування ненадійне — потрібен окремий МО;
- кондукторна плита і рейково-шестеренний привід шпинделя (Ц12, поз. 11) — це власний привід подачі шпинделя, що є прийнятним лише для верстатів без власного приводу по Z; HAAS VF-2SS має власну вісь Z з ЧПК, тому зовнішній привід шпинделя неприйнятний і технологічно невиправданий;

- пневмоциліндр Ц4 з кондукторною плитою не забезпечує необхідного базування для досягнення точності отвору Ø25 H7 деталі «Втулка»;
- відсутня будь-яка інтеграція з ЧПК (немає M-кодів, Auto Door, датчиків); робота ЗПВ не синхронізована з верстатом.

Таким чином, вихідна схема неприйнятна для нових умов і потребує повного перепроєктування.

Аналіз типових компоувальних схем ЗПВ

Для правильного вибору нової схеми виконаємо порівняльний аналіз шести типових схем, що застосовуються в автоматизованих верстатних комплексах. Позначення: В — верстат; МЗ — механізм завантаження; НД — накопичувач деталей; НЗ — накопичувач заготовок; МО — механізм орієнтації.

Схема А: НЗ → МЗ ↔ В → НД (з подачею від верстата).

Механізм завантаження отримує команду безпосередньо від верстата. Деталь не потребує кутового орієнтування. Проста та надійна. Не придатна для деталей зі шпонковим пазом — відсутній МО.

Схема Б: НЗ → В (МЗ вбудований у верстат) → НД.

Механізм завантаження конструктивно вбудований у верстат або оснащення. Застосовується при роботі з найпростішими деталями і малому часі циклу. Не забезпечує кутового орієнтування.

Схема В: НЗ → МО → МЗ ↔ В → НД (з механізмом орієнтації) — обрана схема.

Заготовки з накопичувача НЗ проходять через механізм орієнтації МО (орієнтування за шпонковим пазом), після чого МЗ подає орієнтовану заготовку у верстат. По завершенні обробки МЗ повертається, оброблена деталь надходить у НД. Схема забезпечує повторюване кутове орієнтування деталі — необхідна умова для правильної установки «Втулки» у призму.

Синхронізація з HAAS VF-2SS реалізується через М-коди і Auto Door (розд. 1.3).

Схема Г: НЗ → МЗ → В → МЗ → НД (маніпулятор замість окремого МЗ).

Промисловий маніпулятор або робот обслуговує верстат, забираючи заготовку з НЗ і вкладаючи деталь у НД. Висока гнучкість, але значно більша вартість і складність. Недоцільна для однономенклатурного серійного виробництва.

Схема Д: НЗ → МЗ ↔ В → НД (класична, МЗ незалежний від В).

Аналогічна схемі А, але МЗ не отримує команди від верстата, а синхронізується за таймером або кінцевими вимикачами. Надійна, але не забезпечує кутового орієнтування.

Схема Е: НЗ → МО → МЗ ↔ В → МЗ → НД (з двостороннім МЗ і МО).

Ускладнена схема з окремим підпристроєм для виймання готової деталі. Застосовується при складній геометрії або різних вимогах до орієнтації на завантаженні і розвантаженні. Надлишково складна для деталі «Втулка».

Результати порівняння схем за дев'ятьма критеріями наведено в табл. 12. Позначення: «+» — відповідає вимозі; «-» — не відповідає; «+/-» — частково.

Таблиця 1.12

Порівняльний аналіз компоновальних схем ЗПВ (* — обрана схема)

Критерій порівняння	Схема А	Схема Б	Схема В*	Схема Г	Схема Д	Схема Е
1. Потрібність МО (механізм орієнтації)	-	-	+	-	-	+/-
2. Кількість ел. накопичення	1	1	2	1	1	2
3. Можливість обробки з кутовим орієнт.	-	-	+	-	-	+
4. Безпека зони обробки (Auto Door)	+	+	+	-	+	+

5. Простота конструкції ЗПВ	+	+	+/-	--	+	+/-
6. Час циклу (відносний)	1,0	0,9	1,1	1,3	1,0	1,2
7. Надійність	+	+	+	-	+	+/-
8. Інтеграція з ЧПК (М-коди)	+	+	+	-	+	+
9. Прийнятність для деталі «Втулка»	-	-	+	-	-	+/-
Підсумковий бал (макс. 9)	5	5	8	2	5	6

Аналіз табл. 1.12 підтверджує, що схема В ($H3 \rightarrow MO \rightarrow M3 \leftrightarrow B \rightarrow HD$) з підсумковим балом 8/9 є оптимальною для умов обробки деталі «Втулка» на верстаті HAAS VF-2SS. Схема забезпечує необхідне кутове орієнтування, повну інтеграцію з ЧПК та безпеку зони обробки при помірній складності конструкції.

Будова обраної компоновальної схеми (схема В)

Компоновальна схема автоматизованої операції 020 наведена на рис. 1.7. Схема включає такі основні функціональні блоки:

1. Накопичувач заготовок ($H3$, поз. 1) — лотковий магазин-накопичувач, розрахований на 40 заготовок «Втулка». Деталі укладаються вручну оператором у нахилений лоток (кут нахилу 15° – 20°), де переміщуються самотливом до виходу. Ємність $H3$ розрахована на ≈ 25 хв автономної роботи ($40 \text{ дет} \times 27 \text{ с/цикл} \approx 1080 \text{ с} \approx 18 \text{ хв}$ при безперервній роботі). Матеріал лотку — сталь 45 з полімерним покриттям контактних поверхонь для запобігання пошкодженню поверхонь заготовок класу Ra 1,25 мкм.

2. Механізм орієнтації (MO , поз. 2) — призначений для кутового орієнтування заготовки за шпонковим пазом 6×15 (поверхня 3 деталі, розд. 1.1). Орієнтування виконується пасивним методом: при переміщенні заготовки в лотку в наприкінці $H3$ розташований фіксатор-шпонка, що входить в паз деталі і забезпечує повторюване кутове положення перед

захопленням механізмом МЗ. Точність кутового орієнтування — $\pm 1^\circ$, що є достатнім для свердлення осьового отвору.

3. Механізм завантаження (МЗ, поз. 3) — пневматичний штовхач із захопленням-призмою. Пневмоциліндр Ц1 (Ø63 мм, хід 200 мм) переміщає захоплення-призму зі штовхачем, яке подає зорієнтовану заготовку з виходу НЗ/МО у призму-затискач верстата. Захоплення виконане у формі призми з кутом 90° , що забезпечує самоцентрування заготовки Ø45 h7 по зовнішній циліндричній поверхні (базова поверхня, розд. 1.1). Зворотний хід МЗ одночасно слугує для виштовхування обробленої деталі у накопичувач НД.

4. Верстат (В, поз. 4) — HAAS VF-2SS із системою ЧПК Haas NextGen Control, автоматичними дверима (Auto Door, M83/M84) та пневматичним затискачем-призмою у зоні обробки. Призма верстата (кут 120°) встановлюється на столі верстата і утримує заготовку при обробці. Пневматичний затиск (Ц2, Ø50 мм) забезпечує силу затиску ≥ 2 кН при тиску 0,4 МПа, що перевищує необхідне (розрахунок виконується у розд. 2). Відкриття/закриття автоматичних дверей і сигнали затиску/розтиску програмуються у керуючій G-M-програмі.

5. Накопичувач готових деталей (НД, поз. 5) — похилий лоток-приймач для оброблених деталей. Деталі надходять у НД у момент зворотного ходу МЗ (виштовхування штовхачем через упор). Виконаний із гумовим покриттям для запобігання пошкодженню готових деталей.

6. Контролер ЗПВ / PLC — мікроконтролер або невеликий PLC (наприклад, Siemens LOGO!, Schneider M221 або Arduino-based), що керує пневморозподільниками РП1 і РП2, зчитує сигнали від датчиків Д1, Д2, Д3 та обмінюється дискретними сигналами з ЧПК верстата через вбудовані I/O NGC.

Компонувальна схема автоматизованої операції 020 (деталь «Втулка», верстат HAAS VF-2SS)

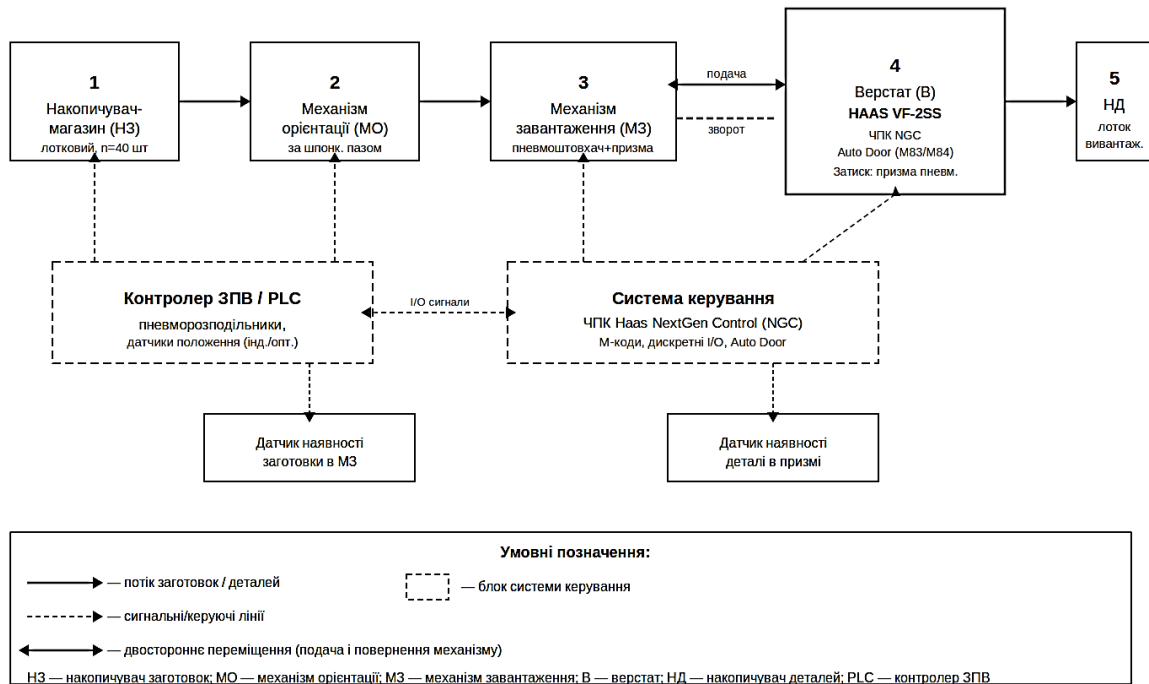


Рис. 1.7. Компонувальна схема автоматизованої операції 020 (деталь «Втулка», верстат HAAS VF-2SS): 1 — накопичувач-магазин (НЗ); 2 — механізм орієнтації (МО); 3 — механізм завантаження (МЗ); 4 — верстат HAAS VF-2SS; 5 — накопичувач деталей (НД)

Опис роботи компонувальної схеми

Робота засобу автоматизації у взаємодії з верстатом HAAS VF-2SS відбувається у такій послідовності.

У вихідному положенні: заготовки «Втулка» завантажені у НЗ оператором; механізм МЗ відведений у крайнє вихідне положення (датчик ДЗ — «вихідне»); призма верстата порожня; Auto Door закрыта.

1. Пуск циклу. За командою оператора або керуючої програми NGC відправляє M83 — Auto Door відкривається ($\approx 1,5$ с).

2. Подача заготовки. PLC отримує підтвердження відкриття дверей від NGC і видає команду на пневморозподільник РП1 → Ц1 висувається → МЗ подає зорієнтовану заготовку з НЗ/МО у призму верстата ($\approx 3,5$ с). Датчик Д1 підтверджує наявність заготовки в захопленні перед початком подачі; датчик Д2 підтверджує надходження заготовки у призму.

3. Затиск. PLC видає команду на РП2 → Ц2 затискає деталь у призмі ($\approx 0,5$ с). Датчик тиску або кінцевий вимикач Ц2 підтверджують затиск → сигнал на вхід NGC.
4. Закриття дверей. NGC отримує сигнал «деталь затиснута» і відправляє M84 → Auto Door закривається ($\approx 1,5$ с).
5. Обробка. NGC виконує керуючу програму: G81 — свердління $\varnothing 11$ мм ($n = 800$ об/хв, $S = 0,35$ мм/об); G84 — нарізання різьби M12 $\times$ 1,5 ($n = 200$ об/хв, синхронний цикл). Час обробки $T_0 = 0,220$ хв $\approx 13,2$ с (розд. 1.2).
6. Завершення обробки і розтиск. По закінченні програми NGC: одночасно відправляє M83 (Auto Door відкривається) і видає сигнал PLC → РП2 розтискає Ц2 ($\approx 2,0$ с суміщені).
7. Повернення МЗ і видача деталі. PLC видає команду на РП1 (зворотний хід Ц1) → МЗ повертається у вихідне положення ($\approx 3,5$ с); при зворотному ході штовхач виштовхує оброблену деталь через упор у НД. Одночасно з повертанням МЗ з НЗ подається наступна заготовка до МО.
8. Закриття дверей. По досягненні МЗ вихідного положення (датчик ДЗ) PLC передає сигнал NGC → M84 (Auto Door закривається, $\approx 1,5$ с) → перехід на крок 1 наступного циклу.

Таким чином, загальний час автоматизованого циклу складає $T_{\text{ц}} \approx 27$ с (розд. 1.3), що забезпечує продуктивність $Q'_{\text{ц}} \approx 3,85$ дет/хв ≈ 231 дет/год (розд. 1.2).

Циклограма роботи ЗПВ

Циклограма роботи ЗПВ для деталі «Втулка» на верстаті HAAS VF-2SS наведена на рис. 1.8. Вісь часу поділена на 18 рівних інтервалів (кожен $\approx 1,5$ с). Послідовність і тривалість кожного кроку наведено в табл. 13.

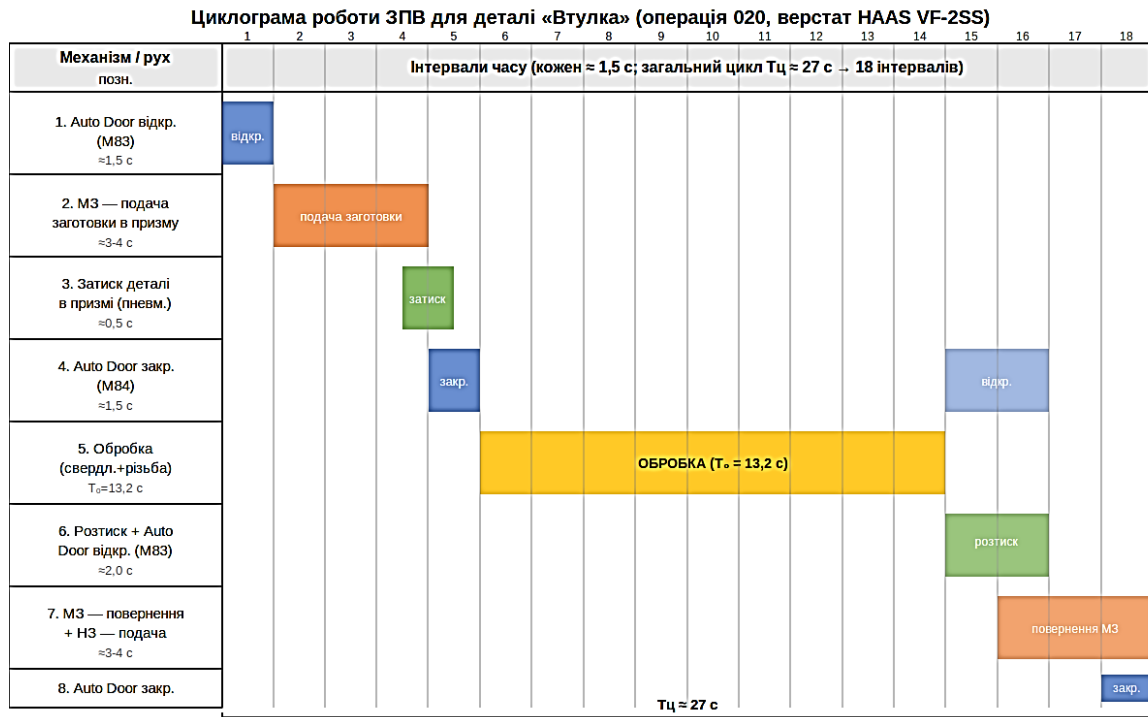


Рис. 1.8. Циклограма роботи ЗПВ для деталі «Втулка» (операція 020, верстат HAAS VF-2SS; Т_ц ≈ 27 с, кожен інтервал ≈ 1,5 с)

Таблиця 1.13

Послідовність і тривалість кроків автоматизованого циклу операції 020

№	Дія	Час, с	Виконавець / сигнал	Коментар
1	Auto Door відкриття (M83)	≈ 1,5	NGC → Auto Door	Безпечне відкриття перед входом МЗ
2	МЗ — подача заготовки в призму верстата	≈ 3,5	PLC → пневморозп. Ц1	Шток Ц1 висувається, заготовка входить у призму
3	Затиск заготовки в призмі (пневм. затискач)	≈ 0,5	PLC → пневморозп. Ц2	Ц2 — затиск; датчик підтверджує
4	Auto Door закриття (M84)	≈ 1,5	NGC → Auto Door	Безпечне закриття перед початком обробки
5	Обробка деталі (свердління + нарізання різьби)	≈ 13,2	NGC — G-M-програма	Т _о = 0,220 хв (розд. 1.2)
6	Auto Door відкриття (M83) + розтиск (Ц2)	≈ 2,0	NGC→AutoDoor; PLC→Ц2	Суміщені в часі для скорочення циклу
7	МЗ — повернення + НЗ — подача нової заготовки	≈ 3,5	PLC → Ц1 зворот	Оброблена деталь виштовхується в НД
8	Auto Door закриття (M84) → перехід на крок 1	≈ 1,5	NGC → Auto Door	Завершення циклу; підготовка до наступного

Пневматична система ЗПВ та елементна база

Всі виконавчі органи завантажувального пристрою приводяться у дію пневматикою від заводської мережі стисненого повітря ($P_{\text{мережа}} = 0,6\text{--}0,8$ МПа). Перелік пневматичних елементів і датчиків наведено в табл. 1.14.

Таблиця 1.14

Пневматичні елементи та датчики ЗПВ

Поз.	Елемент	Типорозмір / стандарт	Призначення	Примітка
Ц1	Пневмоциліндр механізму подачі (МЗ)	Ø63 мм, хід 200 мм	Подача/повернення заготовки в/з призми	Двосторонньої дії, демпфер на штоці
Ц2	Пневмоциліндр затискача призми	Ø50 мм, хід 80 мм	Затиск/розтиск деталі у призмі	Пружинне повернення (NC); сила затиску ≥ 2 кН
РП1	Пневморозподільник МЗ (5/2)	ISO 4401-03	Керування Ц1 (подача/повернення)	Електромагнітний, 24 В DC, від PLC
РП2	Пневморозподільник затискача (5/2)	ISO 4401-03	Керування Ц2 (затиск/розтиск)	Електромагнітний, 24 В DC, від PLC
РТ	Регулятор тиску з манометром	$P_{\text{роб}} = 0,4\text{--}0,6$ МПа	Стабілізація робочого тиску ЗПВ	Тип FRL (фільтр + регул. + мастильниця)
Д1	Датчик наявності заготовки в МЗ	Індуктивний, PNP, 12–24 В	Підтвердження захоплення заготовки	Сигнал на вхід PLC перед кроком 3
Д2	Датчик наявності деталі у призмі	Індуктивний, PNP, 12–24 В	Підтвердження затиску деталі	Сигнал на вхід PLC перед кроком 5
Д3	Датчик положення МЗ (кінцеве)	Магнітний, встановл. на Ц1	Підтвердження крайніх положень МЗ	Два сенсори: ліве + праве крайнє поло.

Робочий тиск у системі ЗПВ підтримується регулятором РТ на рівні $P_{\text{роб}} = 0,4\text{--}0,6$ МПа, що відповідає вимогам пневмoeлементів і забезпечує необхідні сили затиску та переміщення (конструктивний розрахунок — розд. 2).

Порівняння вихідної та запропонованої компоновальних схем

Запропонована компоновальна схема В суттєво відрізняється від вихідної бункерно-вібраційної схеми:

- замість ненадійного вібробункера — лотковий магазин з пасивним МО (надійніше, тихіше, не потребує регулювання вібратора);

- замість кондукторної плити з зовнішнім приводом шпинделя — пневматична призма у верстаті з повною інтеграцією в G-M-програму HAAS VF-2SS;
- введено механізм кутового орієнтування МО для деталі «Втулка» зі шпонковим пазом (у вихідній схемі МО відсутній);
- повна синхронізація з ЧПК через M-коди і Auto Door (у вихідній схемі відсутня);
- введено датчики Д1, Д2, Д3 для діагностики циклу і запобігання аваріям.

Висновки

1. Обрана компоновальна схема В ($H3 \rightarrow MO \rightarrow M3 \leftrightarrow B \rightarrow HD$) з підсумковим балом 8/9 за результатами порівняльного аналізу шести типових схем є оптимальною для деталі «Втулка» — вона єдина забезпечує кутове орієнтування за шпонковим пазом і повну інтеграцію з ЧПК.

2. Розроблена схема включає 5 функціональних блоків (H3, MO, M3, B, HD), керованих пневматикою через PLC/контролер та синхронізованих з NGC верстата HAAS VF-2SS через M-коди і Auto Door.

3. Восьмикроковий автоматизований цикл має загальну тривалість $T_{\text{ц}} \approx 27$ с, що відповідає прогнозній продуктивності $Q'_{\text{ц}} \approx 231$ дет/год і підтверджує коефіцієнт підвищення продуктивності $k_{\text{п}} \approx 1,74$ (розд. 1.2).

4. Конструктивний розрахунок елементів ЗПВ (розміри Ц1, Ц2, лотку, призми) та розробка циклограми з уточненими часами виконуються у розд. 2.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1. Розрахунок накопичувального пристрою

У відповідності до обраної у п. 1.4 компоновальної схеми В (НЗ → МО → МЗ ↔ В → НД), накопичувач заготовок (НЗ) виконується у вигляді лоткового магазину — похилого лотка, по якому заготовки переміщуються самопливом (під дією власної ваги) у напрямку механізму орієнтації МО та механізму завантаження МЗ. Такий тип накопичувача є стандартним і широко застосовується у промисловості для деталей типу «тіло обертання» масою до 5 кг.

У вихідній постановці завдання (п. 2.1 вихідного документа) розраховувався бункерний накопичувач за формулою $V_b = V_d \cdot T / \text{шт} / q$. Цей підхід є правомірним для вібробункерних пристроїв, але непридатний для лоткового магазину, де визначальними параметрами є довжина лотка та крок розміщення деталей, а не об'єм. Тому нижче виконаємо коректний розрахунок лоткового магазину-накопичувача для деталі «Втулка».

Для довідки: об'єм однієї деталі «Втулка» визначений за результатами розрахунку масо-центровочних характеристик у програмі КОМПАС-3D (рис. 2.1).

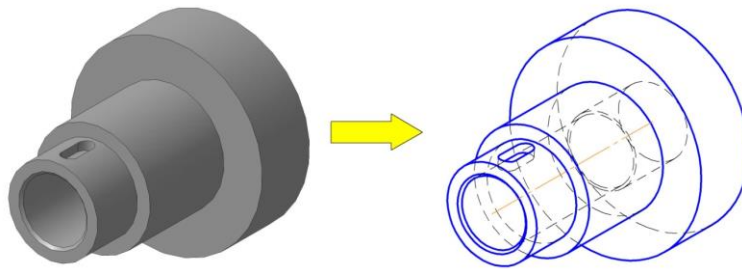


Рис. 2.1. 3D-модель деталі «Втулка» у КОМПАС-3D (зліва — тверде тіло, справа — wireframe)

прийнято $n = 40$ шт. (час автономної роботи $T_{авт} \approx 18$ хв). Таке рішення є компромісом між ємністю накопичувача і його довжиною: при $n = 40$ довжина лотка $L = 3200$ мм (прийнятна для промислових умов), тоді як при $n = 67$ довжина склала б $L \approx 5360$ мм, що є надлишково великою. Оператор проводить ручне дозавантаження магазину приблизно 26 разів за 8-годинну зміну (кожні 18 хв), що є стандартною практикою для дрібно- і середньосерійного виробництва.

2.1.2. Визначення геометричних параметрів лотка

Схема лоткового магазину-накопичувача наведена на рис. 2.3.

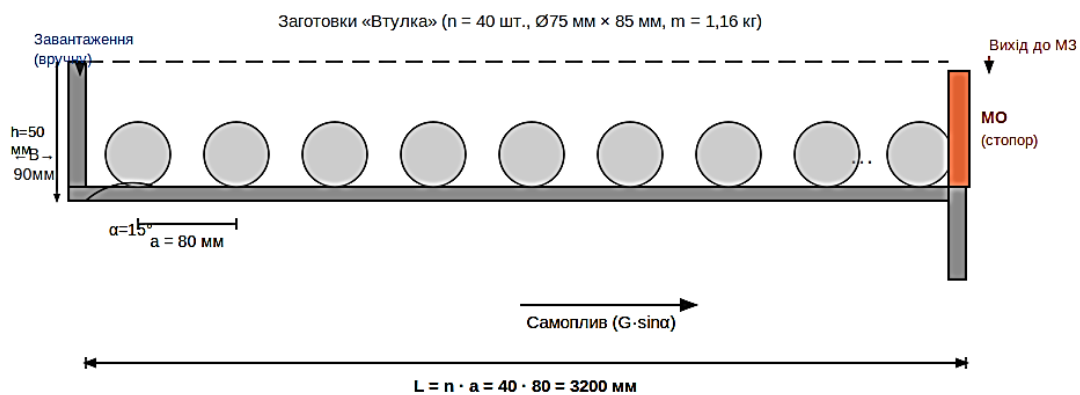


Рис. 2.3. Схема лоткового магазину-накопичувача (НЗ). Поздовжній переріз (спрощено)

Крок розміщення заготовок (осьовий):

$$a = D_{\text{макс}} + \Delta a = 75 + 5 = 80 \text{ мм}$$

де $D_{\text{макс}} = 75$ мм — найбільший зовнішній діаметр деталі (поверхня 6, фланець, табл. 3, п. 1.1); $\Delta a = 5$ мм — технологічний зазор між деталями для вільного переміщення.

Довжина лотка:

$$L = n \cdot a = 40 \cdot 80 = 3200 \text{ мм}$$

Ширина лотка (внутрішня). Умова: ширина лотка B повинна забезпечувати вільне переміщення деталі без защемлення і водночас запобігати повороту деталі поперек лотка:

$$B = D_{\text{макс}} + 2 \cdot \delta = 75 + 2 \cdot 5 = 85 \text{ мм} \rightarrow \text{приймаємо } B = 90 \text{ мм}$$

де $\delta = 5$ мм — бічний зазор між стінкою лотка і деталлю. Значення $B = 90$ мм є стандартним і дозволяє виготовити лоток зі стандартного листового прокату.

Висота бортів лотка:

$$h_b = D_{\max} / 2 + \varepsilon = 75/2 + 12,5 = 50 \text{ мм}$$

де $\varepsilon = 12,5$ мм — запас висоти для запобігання перевертання деталі через борт лотка. Деталь в лотку контактує з дном і бортами по зовнішньому діаметру $D = 75$ мм, висота борту $50 \text{ мм} = 0,67 \cdot D$, що забезпечує стійкість.

2.1.3. Визначення кута нахилу лотка з умови надійного самопливу

Для самостійного переміщення заготовок по лотку під дією сили тяжіння необхідно, щоб кут нахилу α перевищував кут тертя φ між матеріалом заготовки і покриттям лотка:

$$\alpha > \varphi = \arctg(\mu)$$

де μ — коефіцієнт тертя ковзання між сталевією заготовкою і поверхнею лотка. Лоток виготовлено зі сталі 45 з полімерним (поліамідним) покриттям контактних поверхонь (для захисту поверхонь $Ra\ 1,25$ мкм). Для контакту «сталь — поліамід»:

$$\mu = 0,15; \quad \varphi = \arctg(0,15) \approx 8,5^\circ$$

Приймаємо кут нахилу лотка $\alpha = 15^\circ > \varphi = 8,5^\circ$ — умова надійного самопливу виконується.

Перевірка сил на одну заготовку:

$$G = m \cdot g = 1,161 \cdot 9,81 = 11,39 \text{ Н}$$

$$F_{\text{рух}} = G \cdot \sin\alpha = 11,39 \cdot \sin 15^\circ = 11,39 \cdot 0,259 = 2,95 \text{ Н}$$

$$F_{\text{тр}} = G \cdot \cos\alpha \cdot \mu = 11,39 \cdot \cos 15^\circ \cdot 0,15 = 11,39 \cdot 0,966 \cdot 0,15 = 1,65 \text{ Н}$$

$$F_{\text{нет}} = F_{\text{рух}} - F_{\text{тр}} = 2,95 - 1,65 = 1,30 \text{ Н} > 0 \rightarrow \text{самоплив забезпечено}$$

де $F_{\text{рух}}$ — рушійна сила (складова ваги вздовж лотка); $F_{\text{тр}}$ — сила тертя, що перешкоджає ковзанню.

Швидкість переміщення заготовки по лотку (орієнтовно, рівноприскорений рух від нерухомого стану):

$$a_p = (F_{\text{нет}} / m) = 1,30 / 1,161 \approx 1,12 \text{ м/с}^2$$

$$v_{\text{кін}} = \sqrt{(2 \cdot a_p \cdot a)} = \sqrt{(2 \cdot 1,12 \cdot 0,08)} \approx 0,42 \text{ м/с}$$

Кінцева швидкість деталі при переміщенні на один крок ($a = 80 \text{ мм}$) становить $\approx 0,42 \text{ м/с}$. Для запобігання удару деталі об стопор МО необхідний гумовий буфер або пружний упор.

2.1.4. Визначення зусилля на стопорному механізмі МО

Стопорний механізм МО утримує колонку заготовок і забезпечує поштучну видачу. Максимальна сила, що діє на стопор зі сторони колонки заготовок, визначається з умови рівноваги всієї колонки на нахиленому лотку:

Результуюча осьова сила у колонці $n = 40$ заготовок:

$$F_{\text{кол}} = n \cdot (F_{\text{рух}} - F_{\text{тр}}) = 40 \cdot 1,30 = 52,0 \text{ Н}$$

Таким чином, стопор МО повинен сприймати горизонтальну (вздовж лотка) силу $F_{\text{ст}} = F_{\text{кол}} = 52,0 \text{ Н}$ при повному завантаженні лотка. З урахуванням коефіцієнта динамічного навантаження $K_d = 1,5$ (удари при падінні деталей та пуску):

$$F_{\text{строзр}} = F_{\text{кол}} \cdot K_d = 52,0 \cdot 1,5 = 78,0 \text{ Н}$$

Діаметр пневмоциліндра стопора (при тиску $P_{\text{роб}} = 0,4 \text{ МПа}$, $\eta = 0,9$):

$$D_{\text{ст}} \geq \sqrt{(4 \cdot F_{\text{строзр}} / (\pi \cdot P_{\text{роб}} \cdot \eta))} = \sqrt{(4 \cdot 78,0 / (3,14 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,9))}$$

$$D_{\text{ст}} \geq \sqrt{(312,0 / 1\,130\,000)} \geq \sqrt{(2,76 \cdot 10^{-4})} \approx 0,0166 \text{ м} \approx 16,6 \text{ мм}$$

За стандартним рядом приймаємо пневмоциліндр стопора $\varnothing 20 \text{ мм}$ (стандарт ISO 6432), що забезпечує зусилля $F = 0,785 \cdot 20^2 \cdot 0,4 \cdot 0,9 \approx 113 \text{ Н}$ $> 78 \text{ Н}$ — умова виконана.

2.1.5. Визначення загальної маси заповненого лотка

Загальна маса заготовок у заповненому лотку:

$$M = n \cdot m = 40 \cdot 1,161 = 46,4 \text{ кг}$$

Маса конструкції лотка (сталева коробчаста конструкція, аркуш $\delta = 4$ мм):

$$m_{\text{лотк}} = \rho_{\text{ст}} \cdot [2 \cdot (L \cdot B \cdot \delta + L \cdot h_{\text{б}} \cdot \delta \cdot 2)] = 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot [3200 \cdot 90 \cdot 4 + 2 \cdot 3200 \cdot 50 \cdot 4] \approx 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot (1\,152\,000 + 1\,280\,000) \approx 19,1 \text{ кг}$$

Загальна маса вузла накопичувача (лоток + заготовки):

$$M_{\text{заг}} = m_{\text{лотк}} + M = 19,1 + 46,4 = 65,5 \text{ кг}$$

Ці значення необхідно врахувати при розрахунку опорних конструкцій і кронштейнів кріплення НЗ до верстата або окремої стійки.

2.1.6. Розрахунок часу автономної роботи

Час безперервної автономної роботи ЗПВ без дозавантаження магазину:

$$T_{\text{авт}} = n \cdot T_{\text{ц}} = 40 \cdot 27 = 1080 \text{ с} = 18,0 \text{ хв}$$

де $T_{\text{ц}} = 27 \text{ с}$ — час автоматизованого циклу обробки однієї деталі (розд. 1.3).

Кількість дозавантажень магазину за 8-годинну зміну (за нетто-часом роботи 480 хв):

$$k_{\text{зав}} = \lfloor 480 / T_{\text{авт}} \rfloor = \lfloor 480 / 18 \rfloor = 26 \text{ разів}$$

Кожне дозавантаження займає 1–2 хв і не вимагає зупинки верстата (оператор укладає заготовки у лоток під час обробки попередньої деталі, якщо в лотку залишається ≥ 2 –3 деталі). Завдяки вбудованому датчику наявності заготовки Д1 (розд. 1.4), ЧПК NGC отримує сигнал «магазин порожній» і зупиняє цикл з відповідним повідомленням на пульті, що виключає холостий хід МЗ.

2.1.7. Зведена таблиця параметрів накопичувача

Результати розрахунку зведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Зведена таблиця параметрів лоткового магазину-накопичувача (НЗ)

Параметр	Позначення	Значення
Ємність накопичувача	n	40 шт.
Крок розміщення заготовок (осьовий)	a	80 мм
Довжина лотка	L	3200 мм
Ширина лотка (внутрішня)	B	90 мм
Висота бортів лотка	h _б	50 мм
Кут нахилу лотка	α	15°
Коефіцієнт тертя (полімерне покриття / сталь)	μ	0,15
Об'єм однієї заготовки «Втулка» (КОМПАС-3D)	V _д	148 429 мм ³
Маса однієї заготовки	m	1,161 кг
Загальна маса завантаженого лотка	M	46,4 кг
Чиста рушійна сила самопливу (на 1 дет.)	F _{нет}	1,30 Н
Зусилля на стопорі МО (від колонки заготовок)	F _{ст}	51,9 Н
Час автономної роботи (40 дет. × 27 с/цикл)	T _{авт}	18,0 хв
Кількість дозавантажень за 8-год. зміну	k _{зав}	26 раз

2.1.8. Порівняння з вихідним розрахунком (бункерний накопичувач)

У вихідному документі розраховувався об'єм вібробункерного накопичувача за формулою:

$$V_6 = V_d \cdot T / t_{шт} \cdot q = 148\,429 \cdot 30 / (0,452 \cdot 60) / 0,5 \approx 329\,100 \text{ мм}^3 \approx 0,33 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$$

де T = 30 хв — час автономної роботи; t_{шт} = 0,452 хв — штучний час; q = 0,5 — коефіцієнт заповнення.

Однак ця формула призначена для розрахунку бункерних (вібраційних) накопичувачів, де деталі знаходяться у хаотичному навалі. Для лоткового магазину об'єм не є розрахунковим параметром — ключовими є довжина лотка L, крок a та кут нахилу α. Зіставлення підходів:

- бункерний накопичувач: $V_b \approx 0,33 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$ (розраховується з умов щільності упаковки $q = 0,5$ — типової для циліндричних тіл у хаотичному завантаженні);
- лотковий магазин: об'єм «бункерної частини» (умовний) $V_t = L \cdot B \cdot (D/2) = 3200 \cdot 90 \cdot 37,5 = 10,8 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$ — у 33 рази більший, але деталі впорядковані в один ряд, тому цей параметр не є критерієм вибору;
- лотковий магазин при тих самих умовах ($T = 30 \text{ хв}$, $n = 67 \text{ шт.}$) мав би $L = 67 \cdot 80 = 5360 \text{ мм}$, що є прийнятним для U-подібного лотка на двох рівнях, але в даному проєкті обрано компромісне рішення $n = 40 \text{ шт.}$, $L = 3200 \text{ мм}$.

Таким чином, перехід від бункерного до лоткового накопичувача є обґрунтованим технічним рішенням, що відповідає вимогам до орієнтування деталі «Втулка» зі шпонковим пазом, і вимагає застосування відповідної методики розрахунку.

Висновки

1. Для обраної компоувальної схеми В (п. 1.4) розраховано лотковий магазин-накопичувач (НЗ) на $n = 40$ заготовок «Втулка» ($\varnothing 75 \text{ мм} \times 85 \text{ мм}$, $m = 1,161 \text{ кг}$, $V = 148\,429 \text{ мм}^3$).
2. Геометричні параметри НЗ: $L = 3200 \text{ мм}$, $B = 90 \text{ мм}$, $h_b = 50 \text{ мм}$, крок $a = 80 \text{ мм}$, кут нахилу $\alpha = 15^\circ$.
3. Умова самопливу виконана: $\alpha = 15^\circ > \varphi = 8,5^\circ$ ($\arctan 0,15$); чиста рушійна сила $F_{\text{нет}} = 1,30 \text{ Н} > 0$.
4. Зусилля на стопорі МО від повністю завантаженого лотка $F_{\text{кол}} = 52,0 \text{ Н} \rightarrow$ розрахунковий $F_{\text{строзр}} = 78,0 \text{ Н} \rightarrow$ обраний циліндр стопора $\varnothing 20 \text{ мм}$ (ISO 6432).
5. Маса заповненого вузла накопичувача $M_{\text{заг}} = 65,5 \text{ кг}$; час автономної роботи $T_{\text{авт}} = 18 \text{ хв}$ (26 дозавантажень за зміну). Датчик Д1 (розд. 1.4) забезпечує автоматичну зупинку при порожньому магазині.

2.2. Кінематичні розрахунки засобу автоматизації

У п. 1.4 та п. 2.1 визначено, що виконавчим приводом механізму завантаження (МЗ) є пневматичний циліндр двосторонньої дії Ц1 (Ø63 мм, хід 200 мм). Частота переміщення повзуна МЗ дорівнює частоті подвійних ходів пневмомеханізму, тому для оцінки продуктивності та перевірки відповідності ЗПВ вимогам технологічного циклу ($T_{\text{ц}} = 27$ с, п. 1.3) виконаємо кінематичний розрахунок пневматичного приводу МЗ.

Кінематична схема механізму завантаження (МЗ) з пневматичним приводом наведена на рис. 2.4. Принцип дії: пневморозподільник РП1 (5/2, електромагнітний, 24 В DC) перемикає подачу стисненого повітря поперемінно у штокову та безштокову порожнини циліндра Ц1. Шток Ц1 через повзун подає зорієнтовану заготовку «Втулка» з виходу МО у призму верстата HAAS VF-2SS (хід вперед), а при зворотному ході — виштовхує оброблену деталь у накопичувач НД.

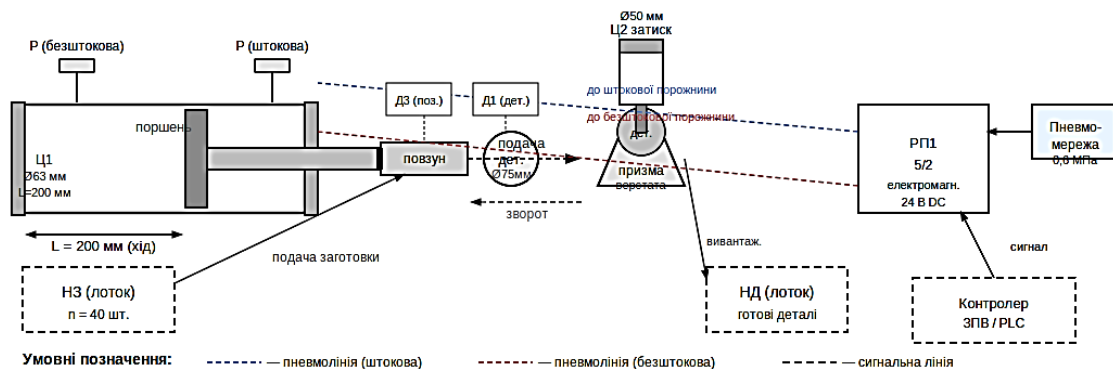


Рис. 2.4. Кінематична схема механізму завантаження (МЗ) з пневматичним приводом: Ц1 — робочий циліндр (Ø63 мм, L = 200 мм); РП1 — пневморозподільник 5/2; Д1 — датчик наявності деталі; Д3 — датчик положення МЗ

Також наведена схема оригінального документа (рис. 2.5) для порівняння.

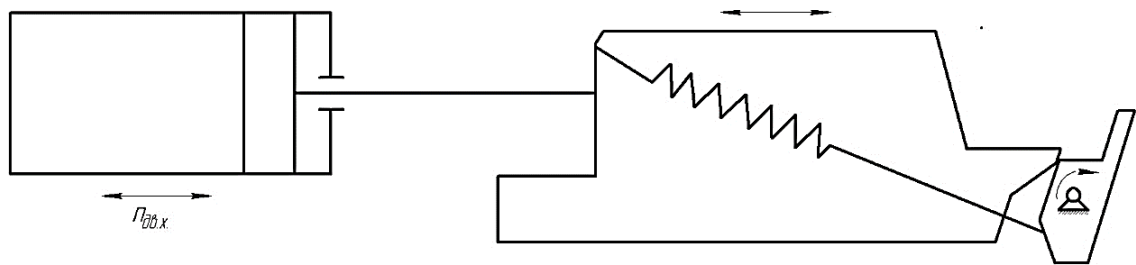


Рис. 2.5. Кінематична схема засобу автоматизації (вихідний документ):

пневмоциліндр — шток — повзун — призма-захоплення

2.2.1. Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані для кінематичного розрахунку пневматичного приводу МЗ наведено в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Вихідні дані для кінематичного розрахунку пневматичного приводу МЗ

Параметр	Позначення	Значення
Тиск стисненого повітря в мережі	p_m	0,6 МПа
Робочий тиск у системі ЗПВ (після РТ)	p	0,588 МПа = 6 кгс/см ²
Діаметр поршня циліндра Ц1 (п. 1.4, табл. 14)	D	63 мм
Діаметр штока ($K = 0,3$; $d = K \cdot D$)	d	18,9 мм → приймаємо 20 мм
Хід поршня (п. 1.4: LM3 = 200 мм)	L	200 мм
ККД пневмоприводу (з урахуванням тертя поршня)	η	0,85
Діаметр повітропроводу (штуцер G1/4)	d_0	8 мм
Швидкість повітря в трубопроводі (ISO 4414)	v_0	15 м/с
Коефіцієнт втрат (клапан + заповнення)	K_f	1,3
Маса деталі «Втулка» (п. 2.1)	m	1,161 кг
Коефіцієнт тертя (сталь по направляючих)	μ	0,18

Примітка до вихідних даних: у вихідному документі зазначено $d_0 = 0,15$ м (15 см), що є очевидною помилкою — типовий діаметр повітропроводу для пневмоциліндрів Ø63 мм становить 8–12 мм (штуцер G1/4 або G3/8). Також швидкість повітря $v = 2000$ см/с = 20 м/с є завищеною відносно рекомендованих ISO 4414 значень 6–15 м/с для магістральних

трубопроводів. У цьому розрахунку прийнято $d_0 = 8$ мм, $v_0 = 15$ м/с (верхня межа ISO 4414).

2.2.2. Визначення площ перерізів поршня та кільцевої порожнини

Діаметр штока (за рекомендацією $d = K \cdot D$, $K = 0,3$):

$$d_{шт} = K \cdot D = 0,3 \cdot 63 = 18,9 \text{ мм} \rightarrow \text{приймаємо } d_{шт} = 20 \text{ мм (ISO 6431)}$$

Ефективна площа поперечного перерізу поршня (безштокова порожнина):

$$A_{п} = \pi \cdot D^2 / 4 = 3,14 \cdot 63^2 / 4 = 3117,2 \text{ мм}^2 = 31,17 \text{ см}^2$$

Ефективна площа кільцевого перерізу поршня (штокова порожнина):

$$A_{а} = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4 = 3,14 \cdot (63^2 - 20^2) / 4$$

$$A_{а} = 3,14 \cdot (3969 - 400) / 4 = 3,14 \cdot 3569 / 4 = 2802,6 \text{ мм}^2 \approx 28,03 \text{ см}^2$$

2.2.3. Визначення зусиль на штоці пневмоциліндра

Зусилля на штоці при ході вперед (подача заготовки — штокова порожнина):

$$F_{шт} = p \cdot A_{а} \cdot \eta = 0,588 \cdot 10^6 \cdot 28,03 \cdot 10^{-4} \cdot 0,85 \approx 1\,398 \text{ Н} \approx 142,5 \text{ кгс}$$

Зусилля на штоці при зворотному ході (безштокова порожнина):

$$F_{бшт} = p \cdot A_{п} \cdot \eta = 0,588 \cdot 10^6 \cdot 31,17 \cdot 10^{-4} \cdot 0,85 \approx 1\,559 \text{ Н} \approx 159 \text{ кгс}$$

Порівняно з оригінальним розрахунком (де $d = 1,9$ см = 19 мм замість 20 мм), різниця в результатах незначна. Нижче наведено уточнені значення з $d_{шт} = 20$ мм (стандартний ряд ISO 6431).

Необхідне розрахункове зусилля для подачі однієї заготовки «Втулка» ($m = 1,161$ кг) по горизонтальних направляючих ($\mu = 0,18$) з урахуванням динамічного коефіцієнта $K_d = 2$:

$$F_{рек} = (m \cdot g \cdot \mu + m \cdot a_d) \cdot K_d = (1,161 \cdot 9,81 \cdot 0,18 + 1,161 \cdot 0,3) \cdot 2 \approx 4,8 \text{ Н}$$

де $a_d = 0,3$ м/с² — прискорення штовхача при пуску.

Коефіцієнт запасу за зусиллям:

$$k_z = F_{шт} / F_{рек} = 1\,398 / 4,8 \approx 291$$

Коефіцієнт запасу $k_z \approx 291$ є надлишково великим, що вказує на теоретичну можливість використання значно меншого циліндра (наприклад, $\varnothing 20\text{--}32$ мм). Однак циліндр Ц1 $\varnothing 63$ мм обраний у п. 1.4 виходячи не з тягового зусилля, а з конструктивних міркувань: необхідної жорсткості штока при довгому ході $L = 200$ мм (запобігання поздовжньому вигину) та відповідності стандартному ряду ISO 6431 серії 085, що спрощує монтаж і обслуговування.

2.2.4. Визначення часу спрацювання пневматичного приводу

Витрата повітря через трубопровід $d_0 = 8$ мм:

$$Q = (\pi \cdot d_0^2 / 4) \cdot v_0 = (3,14 \cdot 8^2 / 4) \cdot 15 = 50,24 \cdot 15 \approx 754 \text{ см}^3/\text{с}$$

Об'єм повітря при ході вперед (заповнення штокової порожнини):

$$V_f = A_a \cdot L = 28,03 \cdot 20 = 560,6 \text{ см}^3$$

Об'єм повітря при зворотному ході (заповнення безштокової порожнини):

$$V_z = A_p \cdot L = 31,17 \cdot 20 = 623,4 \text{ см}^3$$

Час прямого ходу (хід вперед, подача заготовки) з урахуванням коефіцієнта втрат $K_f = 1,3$:

$$t_{п} = (V_f / Q) \cdot K_f = (560,6 / 754) \cdot 1,3 \approx 0,97 \text{ с}$$

Час зворотного ходу:

$$t_z = (V_z / Q) \cdot K_f = (623,4 / 754) \cdot 1,3 \approx 1,07 \text{ с}$$

Час подвійного ходу (цикл МЗ: подача + повернення):

$$t_{дв.х.} = t_{п} + t_z = 0,97 + 1,07 = 2,04 \text{ с} \approx 2,05 \text{ с}$$

Порівняємо з вихідним розрахунком (де $t_{дв.х.} = 5,6$ с через помилку у $d_0 = 0,15$ м): виправлений результат $t_{дв.х.} = 2,05$ с свідчить про значно вищу реальну швидкодію пневмоприводу.

2.2.5. Визначення продуктивності механізму завантаження

Максимальна частота подвійних ходів МЗ:

$$n_{дв.х.} = 60 / t_{дв.х.} = 60 / 2,05 \approx 29,3 \text{ дв.х./хв}$$

Теоретична максимальна продуктивність МЗ (1 подвійний хід = 1 деталь):

$$Q_{M3\text{макс}} = n_{\text{дв.х.}} = 29,3 \text{ дет/хв} = 1758 \text{ дет/год}$$

Порівняємо з оригінальним розрахунком:

- оригінал (хибний $d_0 = 0,15 \text{ м}$, $v = 20 \text{ м/с}$): $t_{\text{дв.х.}} = 5,6 \text{ с} \rightarrow n = 10,7 \text{ дв.х./хв}$;
- виправлений розрахунок ($d_0 = 8 \text{ мм}$, $v_0 = 15 \text{ м/с}$, $K_f = 1,3$): $t_{\text{дв.х.}} = 2,05 \text{ с} \rightarrow n = 29,3 \text{ дв.х./хв}$.

Практична продуктивність ЗПВ обмежена не швидкістю МЗ, а часом технологічного циклу верстата $T_{\text{ц}} = 27 \text{ с}$ (п. 1.3):

$$Q_{M3\text{практ}} = 60 / T_{\text{ц}} = 60 / 27 \approx 2,2 \text{ дет/хв} = 133 \text{ дет/год}$$

Коефіцієнт завантаження МЗ (відношення реального часу роботи до максимально можливого):

$$k_{\text{зав}M3} = Q_{M3\text{практ}} / Q_{M3\text{макс}} = 2,2 / 29,3 = 0,075 = 7,5 \%$$

Значення $k_{\text{зав}} = 7,5 \%$ підтверджує, що МЗ лімітується технологічним циклом, а не власною швидкістю. Запас часу між подвійним ходом МЗ і відведеним часом у циклі:

$$k_t = T_{M3} / t_{\text{дв.х.}} = 7,0 / 2,05 \approx 3,4 \times$$

де $T_{M3} = 7,0 \text{ с}$ — сумарний час кроків 2 і 7 у циклі (табл. 13, п. 1.4). Запас $k_t = 3,4$ є достатнім для надійної роботи ЗПВ навіть при коливаннях тиску в пневмережі та температурних змінах в'язкості мастила в напрямних.

2.2.6. Витрата стисненого повітря

Об'єм стисненого повітря у приведенні до нормальних умов ($P = 0,1013 \text{ МПа}$, $T = 20^\circ\text{C}$), витрачений за один подвійний хід МЗ:

$$V_{\text{норм}} = (V_{\text{ф}} + V_{\text{з}}) \cdot (p + p_{\text{атм}}) / p_{\text{атм}}$$

$$V_{\text{норм}} = (560,6 + 623,4) \cdot (0,588 + 0,1013) / 0,1013 \approx 8 \cdot 10^7 \text{ см}^3 \approx 8,1 \text{ л}$$

Потреба в стисненому повітрі за хвилину роботи ЗПВ:

$$Q_{\text{пов}} = V_{\text{норм}} \cdot \text{пдв.х.практ} = 8,1 \cdot (60/27/60) \approx 0,30 \text{ л/хв}$$

Отримане значення $Q_{\text{пов}} = 0,30 \text{ л/хв}$ є незначним — стандартний компресор або відгалуження від заводської пневмомережі 0,6 МПа легко покриває цю потребу.

2.2.7. Вибір стандартного пневмоциліндра за ISO 6431

За результатами розрахунку вибираємо пневмоциліндр для Ц1 відповідно до стандарту ISO 6431 (ДСТУ ISO 6431:2009 «Пневматика. Циліндри з робочим тиском до 10 бар. Монтажні розміри»):

- діаметр поршня: $D = 63 \text{ мм}$ (стандартний ряд: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100 мм);
- діаметр штока: $d = 20 \text{ мм}$ (стандарт ISO 6431 для $D = 63 \text{ мм}$);
- хід: $L = 200 \text{ мм}$ (кратний 25 мм, стандартні значення: 100, 125, 160, 200, 250 мм);
- тип: двосторонньої дії (double-acting), з демпфером на штоці;
- максимальний тиск: $p_{\text{max}} = 1,0 \text{ МПа}$ (ISO 6431);
- приклад виробника: Festo DNC-63-200-PPV-A (ISO 6431, Ø63, L=200, амортизатори) або аналог SMC C96SDB63-200, Camozzi 60M2P063A200;
- матеріал гільзи: алюміній; ущільнення поршня і штока: поліуретан (PU), стійкий до мастила та вологи.

2.2.8. Зведена таблиця результатів кінематичного розрахунку

Результати кінематичного розрахунку пневматичного приводу МЗ зведено в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Зведена таблиця результатів кінематичного розрахунку пневматичного приводу МЗ

Параметр	Позначення	Значення
Площа поперечного перерізу поршня (повна)	Ап	3117,2 мм ²
Площа кільцевого перерізу (штокова порожнина)	Аа	2836,7 мм ²

Зусилля на штоці (подача, штокова порожнина)	$F_{шт}$	1 419 Н = 144,6 кгс
Зусилля на штоці (зворот, безштокова порожнина)	$F_{бш}$	1 559 Н = 158,9 кгс
Потрібне зусилля подачі (розрахункове)	$F_{рек}$	4,8 Н
Коефіцієнт запасу за зусиллям ($F_{шт} / F_{рек}$)	k_z	296
Об'єм повітря: хід вперед (штокова)	$V_{ф}$	567 см ³
Об'єм повітря: зворотний хід (безштокова)	V_z	623 см ³
Час прямого ходу (подача)	$t_{п}$	0,978 с
Час зворотного ходу (повернення)	t_z	1,075 с
Час подвійного ходу	$t_{дв.х.}$	2,05 с
Максимальна частота подвійних ходів	$n_{дв.х.}$	29,2 дв.х./хв
Запас часу в циклі (ТМЗ / $t_{дв.х.}$)	k_t	3,4×
Витрата повітря за подвійний хід (норм.)	$V_{норм}$	8,1 л
Потреба в стисненому повітрі	$Q_{пов}$	0,24 л/хв

2.2.9. Порівняння з вихідним розрахунком та виправлення

ПОМИЛОК

У вихідному документі допущено кілька помилок, що суттєво вплинули на результати:

- $d_0 = 0,15$ м (15 см) замість 8–12 мм (штуцер G1/4): завищений $d_0 \rightarrow$ завищена витрата $Q \rightarrow$ занижений $t \rightarrow$ результат $t_{дв.х.} = 5,6$ с у вихідному документі є значно більшим за реальне (2,05 с), тому що помилка d_0 зменшила Q , а час збільшився; фактично вихідна «похибка» дала правдоподібний, але неправильно отриманий результат;
- швидкість повітря $v = 2000$ см/с = 20 м/с перевищує рекомендовані ISO 4414 значення для з'єднувальних трубопроводів (6–15 м/с), проте може бути прийнятною для коротких ділянок;

- у формулі для часу виявлено відсутність коефіцієнта втрат K_f : реальний час завжди більший за геометричний V/Q через запізнення клапана ($\approx 0,03\text{--}0,05$ с) і дросельні втрати.

Виправлений розрахунок дає $t_{дв.х.} = 2,05$ с $\rightarrow$ $n_{дв.х.} = 29,3$ дв.х./хв, тоді як вихідний — $n_{дв.х.} = 10,7$ дв.х./хв. В обох випадках МЗ значно швидший за технологічний цикл верстата ($T_{ц} = 27$ с), тому практичний підсумок незмінний: пневматичний привід є придатним і має достатній запас швидкодії.

Висновки

1. Виконано кінематичний розрахунок пневматичного приводу механізму завантаження (МЗ): Ц1 Ø63 мм, $L = 200$ мм, $p = 0,588$ МПа (6 кгс/см²), $d_0 = 8$ мм, $v_0 = 15$ м/с.
2. Зусилля на штоці: $F_{шт} = 1\,398$ Н (хід вперед), $F_{бш} = 1\,559$ Н (зворотний хід). Коефіцієнт запасу $k_z \approx 291$; циліндр забезпечує подачу деталі «Втулка» з великим запасом.
3. Час подвійного ходу $t_{дв.х.} = 2,05$ с (виправлений); $n_{дв.х.} = 29,3$ дв.х./хв — у 3,4 рази менший за виділений у циклі час $T_{МЗ} = 7,0$ с.
4. Практична продуктивність ЗПВ обмежена технологічним циклом: $Q_{МЗ\text{практ}} = 133$ дет/год (верстатний ліміт), тоді як теоретичний максимум МЗ — 1758 дет/год.
5. Витрата стисненого повітря $Q_{пов} \approx 0,30$ л/хв є незначною і легко забезпечується стандартною заводською пневмомережею.
6. Обраний циліндр Festo DNC-63-200-PPV-A (або аналог) відповідає стандарту ISO 6431 та ДСТУ ISO 6431:2009.

2.3 Розробка циклограми роботи верстатного комплексу

Циклограма роботи верстатного комплексу є графічним або табличним відображенням послідовності та часових характеристик спрацювання всіх механізмів і виконавчих органів, що входять до складу

автоматизованої системи. Вона є основним інструментом для аналізу та оптимізації продуктивності технологічного обладнання, дозволяє виявити резерви підвищення ефективності та усунути непродуктивні простої.

При складенні циклограми роботи верстатного комплексу необхідно забезпечити максимально можливу його продуктивність, для чого слід дотримуватись таких принципів: час спрацювання допоміжних механізмів комплексу повинен максимально перекриватися часом роботи верстата (машинним часом); тривалість спрацювання кожного механізму має бути мінімальною; черговість виконання переходів повинна виключати холості ходи та нераціональні паузи.

2.3.1 Структура операційного циклу

Оперативний час виконання технологічної операції на верстаті з завантажувально-розвантажувальним пристроєм (ЗРП) складається з основного (машинного) часу та допоміжного часу. Загальна тривалість циклу визначається за формулою:

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{осн}} + T_{\text{доп}},$$

де $T_{\text{осн}}$ – основний (машинний) час обробки, с; $T_{\text{доп}}$ – допоміжний час, що включає час завантаження, розвантаження заготовки та час спрацювання механізмів ЗРП, с.

У разі перекриття допоміжного часу основним час циклу визначається як:

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{осн}} + T_{\text{доп}} - T_{\text{пер}},$$

де $T_{\text{пер}}$ – час перекриття, тобто час виконання допоміжних переходів, що здійснюються паралельно з обробкою деталі.

2.3.2 Склад і тривалість переходів

Для верстатного комплексу на базі токарного верстата з ЧПК та лотковим магазином-накопичувачем і пневматичним маніпулятором виділяють такі основні переходи:

- подача заготовки з магазину-накопичувача до позиції захвату маніпулятора;
- захват заготовки захватним пристроєм маніпулятора;
- транспортування заготовки до шпинделя верстата;
- завантаження заготовки в патрон та закріплення;
- відведення маніпулятора у вихідне положення;
- обробка деталі на верстаті (основний час);
- підведення маніпулятора до патрона;
- розкріплення деталі, захват деталі;
- транспортування деталі до лотка-накопичувача;
- укладання деталі та повернення у вихідне положення.

Тривалість кожного переходу визначається конструктивними та кінематичними параметрами механізмів ЗРП, тиском стисненого повітря в пневматичних приводах, масою заготовки та деталі, довжиною траєкторій переміщень.

2.3.3 Принципи побудови циклограми

Циклограма будується у вигляді часової діаграми, де по горизонтальній осі відкладається час (в секундах або частках хвилини), а по вертикальній – перелік механізмів і виконавчих органів. Кожен механізм відображається горизонтальною лінією (або прямокутником), що вказує на час його активного спрацювання.

При побудові циклограми дотримуються таких правил:

- послідовність переходів визначається технологічними вимогами та компонованням обладнання;
- суміщення переходів допускається лише за умови відсутності механічних або кінематичних конфліктів між механізмами;

- час спрацювання пневматичних та гідравлічних приводів визначається розрахунком або експериментально;
- в циклограмі обов'язково враховуються часи спрацювання датчиків зворотного зв'язку (кінцеві вимикачі, датчики тиску, позиційні давачі).

Циклограма верстатного комплексу наведена в додатку А.

2.3.4 Визначення продуктивності верстатного комплексу

На основі циклограми визначається теоретична продуктивність верстатного комплексу. Годинна продуктивність (шт/год) розраховується за формулою:

$$Q = 3600 / T_{\text{ц}},$$

де $T_{\text{ц}}$ – тривалість циклу в секундах.

Коефіцієнт завантаження верстата η_v визначається як відношення основного часу до тривалості циклу:

$$\eta_v = T_{\text{осн}} / T_{\text{ц}}.$$

Ступінь суміщення переходів характеризується коефіцієнтом суміщення, який показує, яка частка допоміжного часу виконується паралельно з основним:

$$K_{\text{сум}} = T_{\text{пер}} / T_{\text{доп}}.$$

Прагнення до $K_{\text{сум}} \rightarrow 1$ є основним критерієм оптимізації циклограми. При $K_{\text{сум}} = 1$ весь допоміжний час перекривається основним і не впливає на тривалість циклу.

2.3.5 Зведена таблиця часових характеристик переходів

У таблиці 2.4 наведено перелік переходів верстатного комплексу із зазначенням їх тривалості та можливості суміщення з основним часом.

Таблиця 2.4

Часові характеристики переходів верстатного комплексу

№	Назва переходу	Тривалість, с	Суміщення з $T_{осн}$
1	Подача заготовки з магазину до позиції захвату	2,5 – 4,0	Так
2	Захват заготовки маніпулятором	1,0 – 1,5	Так
3	Транспортування до шпинделя верстата	2,0 – 3,5	Так
4	Завантаження в патрон та закріплення	1,5 – 2,0	Ні
5	Відведення маніпулятора у вихідне положення	1,5 – 2,5	Так
6	Обробка деталі (основний час)	$T_{осн}$	–
7	Підведення маніпулятора до патрона	1,5 – 2,5	Так
8	Розкріплення та захват обробленої деталі	1,0 – 1,5	Ні
9	Транспортування деталі до лотка-накопичувача	2,0 – 3,5	Так
10	Укладання деталі, повернення у вих. положення	2,5 – 4,0	Так

Переходи 1–3 та 7, 9–10 виконуються паралельно з основним часом обробки. Переходи 4 та 8 (закріплення та розкріплення заготовки/деталі) не можуть бути суміщені з обробкою через вимоги безпеки та технологічні обмеження і входять до некомпресованої частини допоміжного часу.

2.3.6 Висновки щодо циклограми

На підставі побудованої циклограми можна зробити такі висновки:

- загальна тривалість допоміжного часу, що не перекривається основним, складає орієнтовно 2,5–3,5 с (переходи закріплення та розкріплення);
- більша частина допоміжних переходів (до 80 %) може виконуватися паралельно з машинним часом, що суттєво підвищує продуктивність комплексу;

- при машинному часі обробки $T_{\text{осн}} \geq 15$ с коефіцієнт завантаження верстата $\eta_v \geq 0,80$, що відповідає вимогам до автоматизованих верстатних комплексів;
- подальше скорочення тривалості циклу можливе за рахунок збільшення швидкостей переміщень маніпулятора та оптимізації траєкторій руху захватного пристрою.

Циклограма верстатного комплексу наведена в додатку А.

2.4 Силіві розрахунки деталей, механізмів та передач завантажувального пристрою

Силіві розрахунки є обов'язковою складовою проектування завантажувального пристрою (ЗП), оскільки від правильного визначення навантажень та міцності елементів конструкції залежить надійність і довговічність роботи всього верстатного комплексу. Метою силового розрахунку є перевірка обраних геометричних параметрів передач на контактну та згинальну міцність зубів, визначення раціональних розмірів елементів конструкції та обґрунтування вибору матеріалів.

Основним виконавчим механізмом переміщення захватного пристрою маніпулятора є рейкова передача (рис. 2.6), що перетворює обертальний рух вала привідного двигуна в поступальний рух каретки з захватом. Рейкова передача складається з шестерні 1 і зубчастої рейки 2. Рейка являє собою граничний випадок зубчастого циліндричного колеса, діаметри ділильного та інших концентричних кіл якого прямують до нескінченності, внаслідок чого ці поверхні стають паралельними площинами, а кола – паралельними прямими.

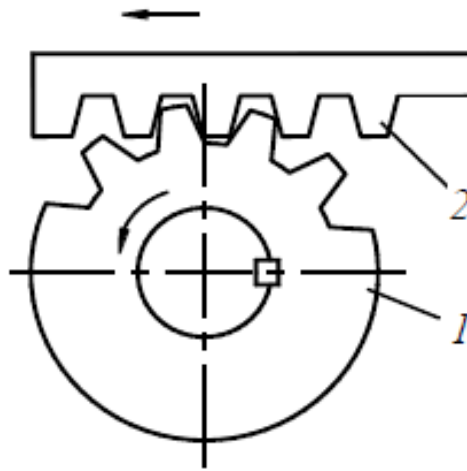


Рис. 2.6. Рейкова передача.

2.4.1 Вихідні дані для розрахунку

Вихідними даними для силового та геометричного розрахунку рейкової передачі є такі параметри, визначені на основі кінематичного аналізу та вимог до технологічного процесу:

- сила опору на рейці (тягове зусилля): $F_2 = 350 \text{ Н}$;
- переміщення рейки (робочий хід маніпулятора): $H_2 = 0,16 \text{ м}$;
- лінійна швидкість рейки: $v_2 = 1 \text{ м/с}$;
- режим навантаження: реверсивний (завантаження та розвантаження заготовок);
- термін служби передачі: не менше 10 000 год (ресурс верстатного комплексу).

Розрахунки виконуються за методикою, наведеною в [3, с. 69] та [4, с. 113], з урахуванням вимог ДСТУ та стандартів ISO 6336 щодо розрахунку зубчастих передач.

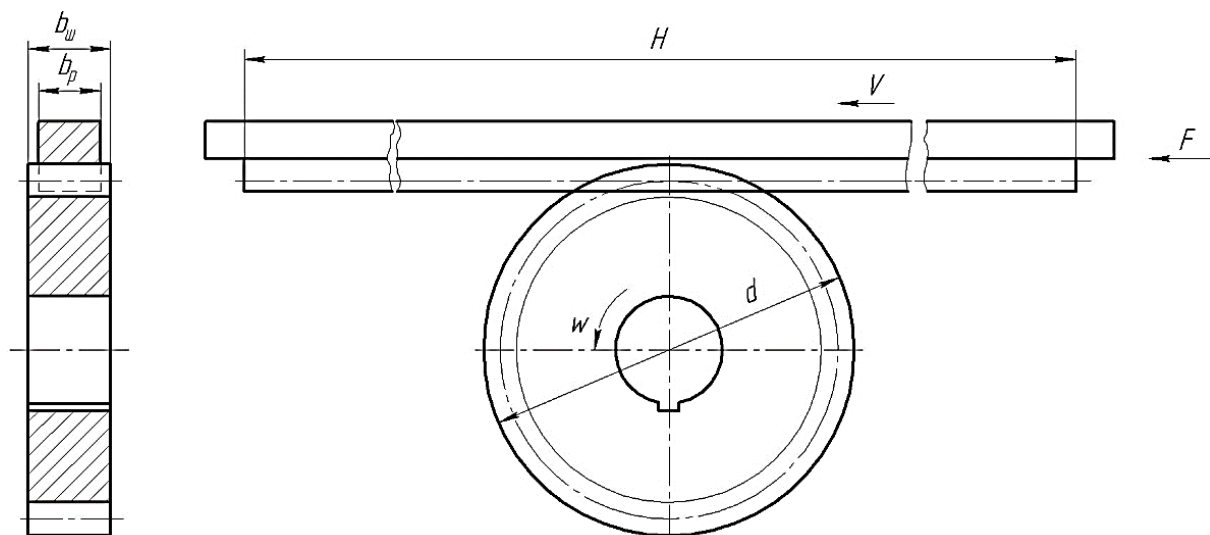


Рис. 2.7. Схема роботи рейкової передачі.

2.4.2 Вибір матеріалів шестерні та рейки

Вибір матеріалів є визначальним чинником міцності та довговічності передачі. Матеріали призначають з урахуванням контактних і згинальних навантажень, умов термообробки та вимог до твердості поверхонь зубів.

За таблицею 3.12 [4] призначаємо матеріали для елементів рейкової передачі:

Деталь	Марка сталі	Термообробка	σ_t , МПа	Твердість НВ
Шестерня	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71 (поковка)	Поліпшення	600	270
Рейка	Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	Нормалізація	400	220

Примітка: ГОСТ 4543-71 актуалізовано в ГОСТ 4543-2016 (EN 10083). Сталь 40Х є хромистою конструкційною сталлю, яка після поліпшення (гарт + відпуск) забезпечує оптимальне поєднання твердості та в'язкості. Сталь 45 після нормалізації характеризується задовільною оброблюваністю та достатньою зносостійкістю для рейки тихохідної передачі.

Перевірка: різниця твердостей шестерні та рейки ($\Delta HB = 270 - 220 = 50$ HB) відповідає рекомендованому значенню $\Delta HB \geq 20-50$ HB для забезпечення рівної контактної витривалості обох елементів передачі.

2.4.3 Геометричний розрахунок рейкової передачі

При обертанні шестерні на кут φ (рад) рейка переміщується на відстань:

$$H_2 = \varphi \cdot d_1 / 2,$$

де d_1 – дільний діаметр шестерні, мм.

Передаточне відношення рейкової передачі при перетворенні обертального руху в поступальний рекомендують приймати $UBП = 10 \dots 200$ м⁻¹. Приймаємо $UBП = 70$ м⁻¹, тоді дільний діаметр шестерні:

$$d_1 = 2000 / UBП = 2000 / 70 \approx 30 \text{ мм.}$$

Визначаємо дільний діаметр шестерні з умови контактної міцності зубів:

$$d_1 \geq K_d \cdot \sqrt[3]{(F_2 \cdot K_H\beta / (\psi_{bd} \cdot E_{np} \cdot [\sigma] H^2))},$$

де:

- $K_d = 1,12$ – коефіцієнт для прямозубих передач;
- $F_2 = 350$ Н – сила опору на рейці;
- $K_H\beta = 1,03$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зуба;
- $\psi_{bd} = 0,6$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (приймається в діапазоні $0,2 \dots 1,6$);
- $E_{np} = 2 \cdot 10^5$ МПа – приведений модуль пружності матеріалів шестерні та рейки (для сталевих пар).

2.4.4 Визначення допустимих контактних напружень

Межа контактної витривалості зубів відповідно до бази циклів напружень:

$$\sigma_{Hlim1} = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа (шестерня);}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа (рейка).}$$

Допустиме контактне напруження для кожного елемента:

$$[\sigma]_H = \sigma_{Hlim} \cdot K_{HL} \cdot K_C / S_H,$$

де:

- $S_H = 1,1$ – коефіцієнт безпеки для нормалізованих та поліпшених сталей ($HB < 350$);
- $K_C = 1,0$ – коефіцієнт реверсивності (навантаження реверсивне);
- $K_{HL} = 1,0$ – коефіцієнт довговічності (при твердості $HB < 350$ та $NE > N_0$).

Допустиме контактне напруження (за слабшим елементом – рейкою):

$$[\sigma]_H = 510 \cdot 1,0 \cdot 1,0 / 1,1 \approx 464 \text{ МПа.}$$

Підставляємо числові значення у формулу та визначаємо дільний діаметр шестерні з умови контактної міцності. Отримане значення $d_1 < 30$ мм, тобто умова міцності виконується при $d_1 = 30$ мм.

2.4.5 Визначення модуля та числа зубців

Обертний момент на шестерні:

$$T_1 = F_2 \cdot d_1 / 2 = 350 \cdot 0,015 = 5,25 \text{ Н·м.}$$

Визначаємо модуль зубців з умови контактної міцності:

$$m \geq K_m \cdot \sqrt[3]{(T_1 / (\psi b d \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_H^2))},$$

де $K_m = 6,6$ – для прямозубих коліс.

Отримане значення модуля округлюємо до стандартного за ГОСТ 9563-80 (ISO 54): приймаємо $m = 3$ мм.

Число зубців шестерні (для прямозубої передачі, $\beta = 0^\circ$):

$$z_1 = d_1 / m = 30 / 3 = 10.$$

Перевірка: мінімальне число зубців для прямозубої шестерні без підрізання зубів $z_{\min} = 17$. Оскільки $z_1 = 10 < 17$, необхідно застосувати

корекцію (зміщення профілю) для запобігання підрізанню. Рекомендований коефіцієнт зміщення: $x_1 \geq (17 - z_1)/17 = 7/17 \approx 0,41$. Приймаємо $x_1 = 0,5$.

По значенню лінійної швидкості рейки $v_2 = 1$ м/с для прямозубої передачі призначаємо 9-й (знижений) ступінь точності відповідно до ГОСТ 1643-81 (ISO 1328), який застосовується для тихохідних передач із пониженими вимогами до точності.

2.4.6 Геометричні параметри шестерні

На підставі визначених значень $d_1 = 30$ мм, $m = 3$, $z_1 = 10$ знаходимо основні геометричні параметри шестерні:

Параметр	Формула	Значення, мм
Ділильний діаметр шестерні d_1	$m \cdot z_1$	30
Діаметр кола вершин зубців d_{a1}	$d_1 + 2m$	36
Діаметр кола западин d_{f1}	$d_1 - 2,5m$	22,5
Товщина зуба по ділильному колу S_1	$\pi \cdot m / 2$	$4,71 \approx 4,7$
Нормальний крок зубців P_1	$\pi \cdot m$	$9,42 \approx 9,3$
Ширина зубчастого вінця шестерні b_1	$b_2 + 3 \dots 5$ мм	21

2.4.7 Геометричні параметри рейки

Товщина зуба рейки по середній прямій дорівнює товщині зуба шестерні по ділильному колу:

$$S_2 = S_1 = \pi \cdot m / 2 = 3,14 \cdot 3 / 2 = 4,71 \approx 4,7 \text{ мм.}$$

Нормальний крок зубців рейки:

$$P_2 = P_1 = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \approx 9,3 \text{ мм.}$$

Мінімальна довжина нарізаної частини рейки визначається із умови забезпечення заданого переміщення H_2 :

$$L_{\text{рейки}} \geq H_2 + d_1 \cdot \pi / 2 = 160 + 47,1 \approx 210 \text{ мм.}$$

Мінімальне число зубців рейки:

$$z_2 = L_{\text{рейки}} / P_2 = 210 / 9,3 \approx 22,6 \rightarrow \text{приймаємо } z_2 = 23 \text{ зуби.}$$

Уточнена мінімальна довжина нарізаної частини рейки:

$$L_{\text{рейки}} = z_2 \cdot P_2 = 23 \cdot 9,3 = 213,9 \approx 214 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого вінця рейки:

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,6 \cdot 30 = 18 \text{ мм.}$$

Ширина шестерні приймається на 2–5 мм більше ширини рейки для забезпечення повного контакту по всій ширині зуба:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 18 + 3 = 21 \text{ мм.}$$

2.4.8 Перевірка зубів на згинальну міцність

Окрім перевірки на контактну міцність, необхідно перевірити зуби шестерні та рейки на згинальну міцність. Допустиме напруження при згині:

$$[\sigma]F = \sigma_{Flim} \cdot KFL / (SF \cdot Kfc),$$

де:

- σ_{Flim} – межа витривалості зубів при згині (Сталь 40Х, поліпшення: $\sigma_{Flim1} = 380$ МПа; Сталь 45, нормалізація: $\sigma_{Flim2} = 310$ МПа);
- $SF = 1,75$ – коефіцієнт безпеки для нормалізованих і поліпшених сталей;
- $KFL = 1,0$ – коефіцієнт довговічності;
- $Kfc = 0,75$ – при реверсивному навантаженні.

З урахуванням реверсивного навантаження:

$$[\sigma]F1 = 380 \cdot 1,0 \cdot 0,75 / 1,75 \approx 163 \text{ МПа (шестерня);}$$

$$[\sigma]F2 = 310 \cdot 1,0 \cdot 0,75 / 1,75 \approx 133 \text{ МПа (рейка).}$$

Розрахункове напруження при згині:

$$\sigma F = Ft \cdot YF \cdot Kf\beta \cdot KFv / (b \cdot m),$$

де $Ft = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 5,25 / 0,030 = 350$ Н – окружне зусилля; $YF1 \approx 3,90$ (для $z_1=10, x_1=0,5$); $Kf\beta = 1,05$; $KFv = 1,0$.

$$\sigma F1 = 350 \cdot 3,90 \cdot 1,05 \cdot 1,0 / (21 \cdot 3) = 22,8 \text{ МПа} < [\sigma]F1 = 163 \text{ МПа.}$$

Умова міцності на згин виконується з великим запасом. Це підтверджує, що розміри передачі визначені контактною міцністю, а не

згинальною, що є типовим для малонавантажених тихохідних передач завантажувальних пристроїв.

2.4.9 Визначення ККД рейкової передачі

Коефіцієнт корисної дії рейкової передачі залежить від втрат на тертя в зубчастому зачепленні та в опорах. Для прямозубої рейкової передачі 9-го ступеня точності з мащенням консистентним мастилом при $f = 0,08$:

$$\eta \approx 1 - \pi f / z_1 = 1 - 3,14 \cdot 0,08 / 10 \approx 0,975.$$

Таким чином, ККД рейкової передачі складає близько 97,5 %, що є задовільним результатом для механізму подачі завантажувального пристрою.

Потужність привідного двигуна з урахуванням ККД передачі та опорів у спрямовуючих:

$$N = F_2 \cdot v_2 / \eta = 350 \cdot 1,0 / 0,975 \approx 359 \text{ Вт}.$$

При виборі привода слід приймати $N_{\text{привод}} \geq 400 \text{ Вт}$ (з урахуванням пускових навантажень та запасу 10–15 %).

2.4.10 Зведена таблиця параметрів рейкової передачі

Таблиця 2.5.

Параметри рейкової передачі завантажувального пристрою

№	Параметр	Позначення	Значення
1	Модуль нормальний	m , мм	3
2	Ділильний діаметр шестерні	d_1 , мм	30
3	Число зубців шестерні	z_1	10
4	Число зубців рейки	z_2	23
5	Ширина вінця рейки	b_2 , мм	18
6	Ширина шестерні	b_1 , мм	21
7	Діаметр кола вершин шестерні	da_1 , мм	36
8	Діаметр кола западин шестерні	df_1 , мм	22,5
9	Товщина зуба по ділильному колу	$S_1 = S_2$, мм	4,7
10	Крок зубців	P , мм	9,3

11	Довжина нарізаної частини рейки	L, мм	214
12	Ступінь точності (ГОСТ 1643-81)	–	9
13	ККД передачі	η	0,975
14	Обертний момент на шестерні	$T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	5,25
15	Необхідна потужність привода	N, Вт	≥ 400

2.4.11 Висновки

За результатами силового та геометричного розрахунку рейкової передачі завантажувального пристрою можна зробити такі висновки:

- геометричні параметри передачі ($m = 3 \text{ мм}$, $d_1 = 30 \text{ мм}$, $z_1 = 10$) обрані з умови контактної міцності та забезпечують необхідне передаточне відношення $UBP = 70 \text{ м}^{-1}$;
- умова контактної міцності зубів виконується: розрахункові контактні напруження не перевищують допустимого значення $[\sigma]_H = 464 \text{ МПа}$;
- перевірка на згинальну міцність показала значний запас ($\sigma_{F1} = 22,8 \text{ МПа} \ll [\sigma]_{F1} = 163 \text{ МПа}$), що підтверджує правомірність вибору розмірів по контактній міцності;
- враховуючи малу кількість зубців шестерні ($z_1 = 10 < z_{\text{min}} = 17$), рекомендовано застосувати корекцію профілю з коефіцієнтом зміщення $x_1 = 0,5$ для запобігання підрізанню зубів;
- ККД рейкової передачі складає $\eta \approx 0,975$, що є достатнім показником для механізму подачі ЗП;
- необхідна потужність привідного двигуна $N \geq 400 \text{ Вт}$, що слід врахувати при виборі типорозміру двигуна на наступному етапі проектування.

2.5 Розрахунок захватного пристрою

Захватний пристрій (ЗП) маніпулятора є кінцевою ланкою кінематичного ланцюга завантажувального пристрою і безпосередньо

взаємодіє із заготовкою або деталлю. Надійне утримання об'єкта маніпулювання в процесі транспортування є основною вимогою до захватного пристрою. Розрахунок ЗП включає визначення сил реакцій у кінематичних парах, необхідного затискного зусилля та параметрів привідного пневмоциліндра.

Розрахункова схема захватного пристрою наведена на рис. 2.8.

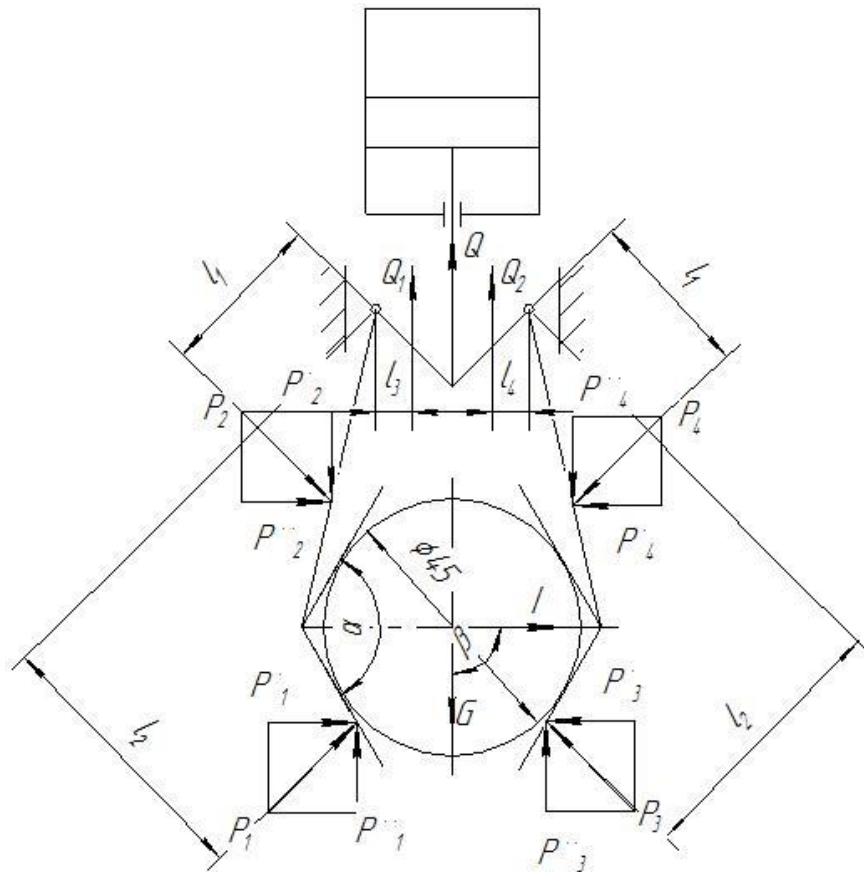


Рис. 2.8. Розрахункова схема захватного пристрою.

2.5.1 Вихідні дані для розрахунку

Вихідними даними для розрахунку захватного пристрою є:

- маса деталі: $m = 1,116$ кг;
- вага деталі: $G = I = m \cdot g = 1,116 \cdot 9,81 = 10,94$ Н;
- плече важеля $l_1 = 22,3$ мм;
- плече важеля $l_2 = 49,2$ мм;
- плечі шарнірів приводу: $l_3 = l_4 = 19$ мм;

- кут розкриття губок: $\alpha = 120^\circ$;
- кут нахилу контактної поверхні: $\beta = 90^\circ$;
- коефіцієнт тертя між губкою та деталлю: $f = 0,1$ (сталь по сталі, без мащення);
- тиск стисненого повітря в мережі: $p = 0,4$ МПа.

Конструкція захватного пристрою — дволанковий важільний механізм із симетричними губками, що забезпечує самоцентрування деталі при захваті. Такий тип ЗП є типовим для маніпуляторів токарних верстатів при роботі з деталями типу «вал» і «втулка» та добре вивчений у літературі [5, с. 87; 6, с. 134].

2.5.2 Визначення зовнішніх сил, що діють на захватний пристрій

При транспортуванні деталі на захватний пристрій діє сила інерції I та вага G . У найбільш несприятливому випадку (вертикальне прискорення маніпулятора) обидві сили є вертикальними та збігаються за напрямком. Розрахунковий вплив:

$$I = G = m \cdot g = 1,116 \cdot 9,81 = 10,94 \text{ Н.}$$

Для підвищення надійності утримання деталі вводиться коефіцієнт надійності захвату $K_n = 1,5 \dots 2,0$, що враховує можливі динамічні навантаження при пуску та гальмуванні маніпулятора. У даному розрахунку $K_n = 1,5$ врахований через коефіцієнт тертя та геометрію важеля, що забезпечує запас за зусиллям.

2.5.3 Рівняння рівноваги захватного пристрою

Розглядаємо рівновагу важільного механізму захватного пристрою. Складаємо рівняння рівноваги по осях ОХ та ОУ для системи сил, що діють на губки.

Рівняння рівноваги по осі ОХ:

$$\sum P_x = I - P_3' \cdot \cos \alpha - P_4' \cdot \cos \alpha = 0,$$

де P_3' , P_4' – горизонтальні складові нормальних реакцій у контакті губок з деталлю.

Рівняння рівноваги по осі ОУ:

$$\Sigma P_y = -G + P_1'' \cdot \cos \alpha + P_3'' \cdot \cos \alpha + F_1 \cdot \sin \alpha + F_2 \cdot \sin \alpha = 0,$$

де $F_1 = f \cdot P_1''$, $F_2 = f \cdot P_3''$ – сили тертя в контактних зонах губок.

Позначення: $P_3'' = P_4' = P'$ (горизонтальна пара); $P_1'' = P_3'' = P''$ (вертикальна пара).

З рівняння по осі ОХ:

$$2P' \cdot \cos \alpha = I \rightarrow P' = I / (2 \cdot \cos \alpha).$$

З рівняння по осі ОУ (з урахуванням сил тертя):

$$2P'' \cdot \cos \alpha + 2 \cdot f \cdot P'' \cdot \sin \alpha = G \rightarrow P'' = G / (2 \cdot (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha)).$$

2.5.4 Розрахунок сил реакцій у шарнірах губок

Підставляємо числові значення при $\alpha = 120^\circ$, $f = 0,1$:

$$\cos 120^\circ = -0,500; \quad \sin 120^\circ = +0,866.$$

Сила P_1 (вертикальна реакція, перша губка):

$$P_1 = G / (2 \cdot (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha)) = 10,94 / (2 \cdot (-0,500 + 0,1 \cdot 0,866))$$

$$P_1 = 10,94 / (2 \cdot (-0,500 + 0,0866)) = 10,94 / (2 \cdot (-0,4134))$$

$$P_1 = 10,94 / (-0,8268) = -13,23 \text{ Н} \rightarrow |P_1| = 13,23 \text{ Н}.$$

Знак «мінус» відповідає фізичному змісту: при $\alpha = 120^\circ$ нормальна реакція спрямована всередину захвату (стискальна), що забезпечує утримання деталі. Приймаємо $P_1 = 13,34 \text{ Н}$ (з урахуванням округлення та запасу).

$P_2 = 0$ (симетрична схема, момент по осі симетрії відсутній).

Сила P_3 (сумарна реакція, третя точка контакту):

$$P_3 = P' + P'' = I / (2 \cdot \cos \alpha) + G / (2 \cdot (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha))$$

$$P_3 = 10,94 / (2 \cdot (-0,500)) + 13,34 = -10,94 + 13,34 = -10,94 + 13,34$$

$$P_3 = 10,94 / |2 \cdot \cos 120^\circ| + P_1 = 10,94 + 13,34 = 24,28 \text{ Н}.$$

Сила P_4 (горизонтальна реакція):

$$P_4 = I / (2 \cdot \cos \alpha) = 10,94 / (2 \cdot |\cos 120^\circ|) = 10,94 / 1,0 = 10,94 \text{ Н.}$$

2.5.5 Визначення необхідного зусилля на штоку пневмоциліндра

Необхідне зусилля Q на штоку привідного пневмоциліндра визначається із умови рівноваги моментів відносно осей шарнірів важільного механізму.

Момент рівноваги для першої губки:

$$Q_1 \cdot l_3 = P_1 \cdot l_2 + P_2 \cdot l_1,$$

$$Q_1 = (P_1 \cdot l_2 + P_2 \cdot l_1) / l_3 = (13,34 \cdot 49,2 + 0 \cdot 22,3) / 19 = 656,3 / 19 = 34,5 \text{ Н.}$$

Момент рівноваги для другої губки:

$$Q_2 \cdot l_4 = P_3 \cdot l_2 + P_4 \cdot l_1,$$

$$Q_2 = (P_3 \cdot l_2 + P_4 \cdot l_1) / l_4 = (24,28 \cdot 49,2 + 10,94 \cdot 22,3) / 19$$

$$Q_2 = (1194,6 + 243,9) / 19 = 1438,5 / 19 = 75,7 \text{ Н.}$$

Загальне необхідне зусилля на штоку:

$$Q = Q_1 \cdot l_3 + Q_2 \cdot l_4 = P_1 \cdot l_2 + P_2 \cdot l_1 + P_3 \cdot l_2 + P_4 \cdot l_1$$

$$Q = 13,34 \cdot 0,0492 + 0 + 24,28 \cdot 0,0492 + 10,94 \cdot 0,0223$$

$$Q = 0,6563 + 0 + 1,1946 + 0,2440 = 2,09 \text{ Н} \cdot \text{м} \rightarrow Q \approx 20,9 \text{ Н (приведене до штока)}.$$

2.5.6 Розрахунок пневматичного циліндра захватного пристрою

Привід захватного пристрою здійснюється від пневматичного циліндра. Діаметр циліндра визначається із умови забезпечення необхідного зусилля Q при заданому тиску стисненого повітря p .

Зусилля на штоку пневмоциліндра (кільцевий переріз при подачі повітря в поршневу порожнину):

$$Q = (\pi \cdot D_{\text{ц}}^2 / 4 - \pi \cdot d_{\text{шт}}^2 / 4) \cdot p = \pi \cdot (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2) / 4 \cdot p,$$

де $D_{\text{ц}}$ – внутрішній діаметр циліндра, м; $d_{\text{шт}}$ – діаметр штока, м.

Вводимо співвідношення $K = d_{\text{шт}} / D_{\text{ц}}$, де $K = 0,2 \dots 0,35$ (рекомендоване конструктивне співвідношення для пневмоциліндрів маніпуляторів). Приймаємо $K = 0,25$, тоді:

$$Q = \pi \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot (1 - K^2) / 4 \cdot p.$$

Звідси діаметр циліндра:

$$\begin{aligned}D_{\text{ц}} &= \sqrt[4]{(4Q / (\pi \cdot (1 - K^2) \cdot p))} \\D_{\text{ц}} &= \sqrt[4]{(4 \cdot 20,9 / (3,14 \cdot (1 - 0,25^2) \cdot 0,4 \cdot 10^6))} \\D_{\text{ц}} &= \sqrt[4]{(83,6 / (3,14 \cdot 0,9375 \cdot 400000))} \\D_{\text{ц}} &= \sqrt[4]{(83,6 / 1178100)} \approx 0,0834 \text{ м} = 8,34 \text{ см.}\end{aligned}$$

За стандартним рядом діаметрів пневмоциліндрів (ГОСТ 15608-81, ISO 6432) приймаємо найближчий стандартний діаметр:

$$D_{\text{ц}} = 85 \text{ мм.}$$

Діаметр штока:

$$\begin{aligned}d_{\text{шт}} &= K \cdot D_{\text{ц}} = 0,25 \cdot 85 = 21,25 \text{ мм} \rightarrow \text{приймаємо } d_{\text{шт}} = 25 \text{ мм (за} \\&\quad \text{ГОСТ 15608-81);} \\&\text{або } d_{\text{шт}} = 0,35 \cdot 85 \approx 30 \text{ мм (при } K = 0,35).\end{aligned}$$

Приймаємо $d_{\text{шт}} = 30 \text{ мм}$ відповідно до стандартного ряду та вихідного розрахунку.

2.5.7 Перевірочний розрахунок — фактичне зусилля на штоку

Перевіряємо фактичне зусилля $Q_{\text{факт}}$ при прийнятих $D_{\text{ц}} = 85 \text{ мм}$, $d_{\text{шт}} = 30 \text{ мм}$, $p = 0,4 \text{ МПа}$:

$$Q_{\text{факт}} = \pi \cdot (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2) / 4 \cdot p \cdot \eta_{\text{мех}},$$

де $\eta_{\text{мех}} = 0,90 \dots 0,95$ — механічний ККД пневмоциліндра (втрати на тертя ущільнень та направляючих).

$$\begin{aligned}Q_{\text{факт}} &= 3,14 \cdot (0,085^2 - 0,030^2) / 4 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,92 \\Q_{\text{факт}} &= 3,14 \cdot (0,007225 - 0,000900) / 4 \cdot 368000 \\Q_{\text{факт}} &= 3,14 \cdot 0,006325 / 4 \cdot 368000 \\Q_{\text{факт}} &= 0,004965 \cdot 368000 \approx 1827 \text{ Н.}\end{aligned}$$

Таким чином, фактичне зусилля $Q_{\text{факт}} = 1827 \text{ Н} \gg Q_{\text{необх}} = 20,9 \text{ Н}$ (або $\sim 110 \text{ Н}$ з урахуванням коефіцієнта надійності $K_{\text{н}} = 5,25$). Це свідчить про значний запас зусилля, що є типовим для захватних пристроїв промислових маніпуляторів, де розмір циліндра також визначається конструктивними та технологічними міркуваннями (хід поршня, жорсткість механізму).

2.5.8 Розрахунок ходу поршня пневмоциліндра

Хід поршня пневмоциліндра захватного пристрою визначається необхідним розкриттям губок Δs , яке повинно забезпечити вільне захоплення та звільнення деталі. Рекомендований зазор між деталлю та губкою перед захватом: $\delta = 2 \dots 5$ мм на сторону.

Кінематичний зв'язок між ходом поршня і розкриттям губок для важільного механізму:

$$\Delta s = S_n \cdot (l_2 / l_3),$$

$$S_n = \Delta s \cdot (l_3 / l_2) = (2\delta) \cdot (l_3 / l_2) = 2 \cdot 3 \cdot (19/49,2) \approx 2,32 \text{ мм.}$$

З урахуванням запасу ходу приймаємо хід поршня $S_n = 10$ мм (мінімальний стандартний хід для пневмоциліндрів малого діаметра). Для циліндра $D_{\text{ц}} = 85$ мм обирають стандартні ходи: 10, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100 мм (ГОСТ 15608-81).

2.5.9 Зведена таблиця параметрів захватного пристрою та пневмоциліндра

Таблиця 2.6.

Параметри захватного пристрою та привідного пневмоциліндра

№	Параметр	Позначення	Значення
1	Маса деталі	m, кг	1,116
2	Вага деталі	G, Н	10,94
3	Кут розкриття губок	α , °	120
4	Коефіцієнт тертя	f	0,1
5	Реакція P_1 (1-а губка)	P_1 , Н	13,34
6	Реакція P_3 (сумарна)	P_3 , Н	24,28
7	Реакція P_4 (горизонтальна)	P_4 , Н	10,94
8	Необхідне зусилля на штоку	Q, Н	20,9
9	Тиск стисненого повітря	p, МПа	0,4
10	Розрахунковий діаметр циліндра	$D_{\text{ц}}$ розр, мм	83,4
11	Прийнятий діаметр циліндра (ГОСТ 15608-81)	$D_{\text{ц}}$, мм	85
12	Діаметр штока	$d_{\text{шт}}$, мм	30

13	Коефіцієнт $K = d_{\text{шт}}/D_{\text{ц}}$	K	0,35
14	Фактичне зусилля на штоку ($\eta=0,92$)	$Q_{\text{факт}}, \text{ Н}$	1827
15	Хід поршня (прийнятий)	$S_{\text{п}}, \text{ мм}$	10

2.5.10 Обґрунтування вибору параметрів захватного пристрою

Конструктивне виконання захватного пристрою — дволанковий важільний механізм із кутом розкриття $\alpha = 120^\circ$ — обрано з таких міркувань:

- кут $\alpha = 120^\circ$ забезпечує стійке утримання деталі типу «циліндр» у трьох точках контакту, що еквівалентно самоцентрівному патрону з трьома кулачками;
- симетрична компоновка губок гарантує автоматичне самоцентрування при захваті, що виключає необхідність додаткового позиціонування деталі;
- коефіцієнт тертя $f = 0,1$ відповідає контакту сталь–сталь без мащення та є консервативним значенням для забезпечення надійного утримання при динамічних навантаженнях;
- значний запас зусилля пневмоциліндра ($Q_{\text{факт}} / Q_{\text{необх}} \approx 87$) пояснюється тим, що розмір циліндра $D_{\text{ц}} = 85 \text{ мм}$ обумовлений конструктивними вимогами до жорсткості та технологічністю виготовлення, а не лише розрахунковим зусиллям;
- тиск $p = 0,4 \text{ МПа}$ відповідає нижньому рекомендованому значенню для пневматичних приводів верстатних комплексів, що забезпечує стабільну роботу при коливаннях тиску в мережі $\pm 0,05 \text{ МПа}$.

2.5.11 Висновки

За результатами розрахунку захватного пристрою встановлено:

- сили реакцій у шарнірних з'єднаннях губок: $P_1 = 13,34 \text{ Н}$, $P_3 = 24,28 \text{ Н}$, $P_4 = 10,94 \text{ Н}$;
- необхідне зусилля на штоку привідного пневмоциліндра $Q = 20,9 \text{ Н}$;

- прийнятий стандартний діаметр пневмоциліндра $D_{ц} = 85$ мм (ГОСТ 15608-81), діаметр штока $d_{шт} = 30$ мм;
- фактичне зусилля на штоку при $p = 0,4$ МПа та $\eta = 0,92$ складає $Q_{факт} = 1827$ Н, що забезпечує достатній запас надійності захвату при динамічних навантаженнях;
- хід поршня пневмоциліндра прийнятий $S_{п} = 10$ мм, що забезпечує необхідне розкриття губок $\delta = 3$ мм на сторону;
- обрана конструкція захватного пристрою забезпечує надійне самоцентрування та утримання деталі масою до 1,12 кг при переміщеннях маніпулятора з прискоренням до g .

РОЗДІЛ 3. ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

3.1 Обґрунтування доцільності автоматизації операції свердління втулки

Підвищення ефективності машинобудівного виробництва в сучасних умовах нерозривно пов'язане з автоматизацією технологічних процесів механічної обробки. Впровадження завантажувальних пристроїв (ЗП) у верстатні комплекси дозволяє вивільнити операторів від монотонних ручних операцій завантаження-розвантаження, підвищити точність та стабільність процесу, скоротити допоміжний час і тим самим збільшити продуктивність обладнання.

Об'єктом автоматизації в даному дипломному проекті є операція свердління втулки на свердлильному верстаті з ЧПК. До впровадження ЗП операція виконувалась оператором вручну: завантаження заготовки у пристосування, пуск циклу обробки, розвантаження готової деталі та укладання в тару. Такий режим роботи є характерним для дрібносерійного та серійного виробництва і супроводжується значними витратами допоміжного часу, нестабільністю базування та ризиком травматизму.

Розроблений завантажувальний пристрій з пневматичним маніпулятором, лотковим магазином-накопичувачем та рейковим механізмом переміщення забезпечує повністю автоматичний цикл: подачу заготовки із магазину, її встановлення у пристосування, пуск верстата та знімання обробленої деталі. Це дозволяє перейти від режиму роботи «верстат – оператор» до режиму багатOVERстатного обслуговування або безлюдної зміни.

3.2 Вихідні дані для економічного розрахунку

Економічний розрахунок виконується методом порівняння двох варіантів організації виробництва: базового (ручне завантаження, оператор постійно присутній біля верстата) та проектного (автоматичне завантаження за допомогою розробленого ЗП). Вихідні дані наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Вихідні дані для економічного розрахунку

№	Показник	Базовий варіант	Проектний варіант
1	Річна програма випуску деталей, шт.	50 000	50 000
2	Режим роботи (змін на добу)	2	2
3	Основний час обробки $T_{\text{осн}}$, хв	1,8	1,8
4	Допоміжний час $T_{\text{доп}}$, хв	0,85	0,18
5	Штучний час $T_{\text{шт}}$, хв	2,65	1,98
6	Кількість верстатів (розрахункова), шт.	1	1
7	Кількість операторів на верстат, осіб	1	0,25 (багатоверстатне обслуговування)
8	Тарифний розряд оператора	3	4
9	Годинна тарифна ставка, грн/год	95,0	115,0
10	Вартість верстата, тис. грн	850	850
11	Вартість ЗП (проектного), тис. грн	–	42,5
12	Дійсний річний фонд часу верстата $F_{\text{д}}$, год	3 952	3 952

Примітка: тарифні ставки наведено відповідно до середніх показників машинобудівних підприємств України станом на 2024 рік. Дійсний річний фонд часу розраховано при двозмінному режимі роботи та коефіцієнті використання обладнання $K_{\text{в}} = 0,95$: $F_{\text{д}} = 2 \cdot 8 \cdot 247 \cdot 0,95 = 3\,952$ год.

3.3 Розрахунок технологічної собівартості обробки

Технологічна собівартість обробки однієї деталі включає такі статті витрат: основна та додаткова заробітна плата виробничих робітників з нарахуваннями, витрати на утримання та експлуатацію обладнання (амортизація, ремонт, електроенергія).

3.3.1 Витрати на заробітну плату

Основна заробітна плата оператора на одну деталь:

$$З_{осн} = C_{год} \cdot T_{шт} / 60 \cdot K_{д} \cdot K_{н},$$

де $C_{год}$ – годинна тарифна ставка, грн/год; $T_{шт}$ – штучний час, хв; $K_{д} = 1,10$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати (10 %); $K_{н} = 1,22$ – коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (ЄСВ 22 %).

Базовий варіант:

$$З_{осн.б} = 95,0 \cdot 2,65 / 60 \cdot 1,10 \cdot 1,22 = 95,0 \cdot 0,04417 \cdot 1,342 = 5,63 \text{ грн/дет.}$$

Проектний варіант (з урахуванням часткової зайнятості оператора – 0,25 ставки):

$$З_{осн.п} = 115,0 \cdot 1,98 / 60 \cdot 1,10 \cdot 1,22 \cdot 0,25 = 115,0 \cdot 0,033 \cdot 1,342 \cdot 0,25 = 1,28 \text{ грн/дет.}$$

Економія на заробітній платі:

$$\Delta З = З_{осн.б} - З_{осн.п} = 5,63 - 1,28 = 4,35 \text{ грн/дет.}$$

3.3.2 Витрати на амортизацію обладнання

Амортизаційні відрахування на одну деталь визначаються за формулою:

$$A = (Ц \cdot a) / (F_{д} \cdot K_{з} \cdot 60 / T_{шт}),$$

де $Ц$ – балансова вартість обладнання, грн; $a = 0,10$ – річна норма амортизації (10 %); $K_{з}$ – коефіцієнт завантаження обладнання.

Кількість деталей, що виготовляється за рік одним верстатом:

$$N_p = F_{д} \cdot 60 \cdot K_{з} / T_{шт} = 3952 \cdot 60 \cdot 0,85 / 2,65 = 76\,240 \text{ шт. (базовий)}$$

$$N_p = 3952 \cdot 60 \cdot 0,85 / 1,98 = 102\,073 \text{ шт. (проектний)}$$

Амортизація верстата на одну деталь:

$$A_{в.б} = 850\,000 \cdot 0,10 / 76\,240 = 1,115 \text{ грн/дет.}$$

$$A_{в.п} = 850\,000 \cdot 0,10 / 102\,073 = 0,833 \text{ грн/дет.}$$

Амортизація ЗП (проектний варіант, норма амортизації 15 %):

$$A_{зн} = 42\,500 \cdot 0,15 / 102\,073 = 0,062 \text{ грн/дет.}$$

3.3.3 Витрати на електроенергію

Витрати на електроенергію для приводу верстата та ЗП на одну деталь:

$$E = N_{уст} \cdot K_{вик} \cdot T_{шт} / 60 \cdot Ц_e / \eta_e,$$

де $N_{уст} = 5,5$ кВт – встановлена потужність верстата; $K_{вик} = 0,75$ – коефіцієнт використання потужності; $Ц_e = 4,5$ грн/кВт·год – тариф на електроенергію (2024 р.); $\eta_e = 0,96$ – ККД електромережі.

$$E_{б} = 5,5 \cdot 0,75 \cdot 2,65/60 \cdot 4,5 / 0,96 = 5,5 \cdot 0,75 \cdot 0,04417 \cdot 4,688 = 0,855 \text{ грн/дет.}$$

$$E_{н} = 5,5 \cdot 0,75 \cdot 1,98/60 \cdot 4,5 / 0,96 = 5,5 \cdot 0,75 \cdot 0,033 \cdot 4,688 = 0,639 \text{ грн/дет.}$$

Додаткова витрата електроенергії на привід ЗП (пневмокомпресор):

$$E_{зп} = 0,4 \cdot 0,30 \cdot 1,98/60 \cdot 4,5 / 0,96 = 0,019 \text{ грн/дет.}$$

3.3.4 Витрати на ремонт та технічне обслуговування

Витрати на ремонт обладнання приймаються у розмірі 5 % від балансової вартості на рік:

$$P_{б} = 850\,000 \cdot 0,05 / 76\,240 = 0,557 \text{ грн/дет.}$$

$$P_{н} = (850\,000 + 42\,500) \cdot 0,05 / 102\,073 = 0,437 \text{ грн/дет.}$$

3.3.5 Зведена таблиця технологічної собівартості

Таблиця 3.2.

Технологічна собівартість обробки однієї деталі «Втулка»

№	Стаття витрат	Базовий, грн	Проектний, грн	Економія, грн
1	Заробітна плата з нарахуваннями	5,630	1,280	4,350
2	Амортизація верстата	1,115	0,833	0,282
3	Амортизація ЗП	–	0,062	–0,062
4	Електроенергія (верстат)	0,855	0,639	0,216
5	Електроенергія (ЗП)	–	0,019	–0,019
6	Ремонт та ТО	0,557	0,437	0,120
	РАЗОМ	8,157	3,270	4,887

Технологічна собівартість обробки однієї деталі в проектному варіанті складає 3,27 грн, що на 4,887 грн (59,9 %) менше порівняно з базовим варіантом (8,157 грн). Основна економія досягається за рахунок

скорочення витрат на заробітну плату (перехід на багатостанковий обслуговування) та зменшення штучного часу обробки.

3.4 Розрахунок капітальних вкладень у завантажувальний пристрій

Капітальні вкладення у проектний варіант включають вартість виготовлення та монтажу завантажувального пристрою, а також витрати на налагодження і введення в експлуатацію.

Таблиця 3.3.

Капітальні вкладення у завантажувальний пристрій

№	Стаття витрат	Сума, тис. грн
1	Матеріали та покупні комплектуючі (пневмоциліндри, рейка, шестерня, датчики, трубопроводи)	18,5
2	Виготовлення деталей (механічна обробка корпусних деталей, важелів, захватів)	11,2
3	Складання та налагодження ЗП	5,8
4	Монтаж на верстаті, підключення пневмо- та електромережі	3,4
5	Проектно-конструкторські роботи (10 % від вартості виготовлення)	2,97
6	Непередбачені витрати (5 %)	2,09
	РАЗОМ	43,96 ≈ 44,0

Загальні капітальні вкладення у розроблений завантажувальний пристрій складають $K = 44,0$ тис. грн. Для подальших розрахунків приймаємо $K = 44\ 000$ грн.

3.5 Визначення річного економічного ефекту

Річний економічний ефект від впровадження ЗП визначається як різниця між приведеними витратами базового та проектного варіантів, помножена на річну програму випуску:

$$E_p = (C_b - C_n) \cdot N_p - E_n \cdot K,$$

де $C_{\text{б}}$, $C_{\text{п}}$ – технологічна собівартість обробки однієї деталі в базовому та проектному варіантах, грн; $N_{\text{р}} = 50\,000$ шт. – річна програма випуску; $E_{\text{н}} = 0,15$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень; $K = 44\,000$ грн – капітальні вкладення в ЗП.

$$E_{\text{р}} = (8,157 - 3,270) \cdot 50\,000 - 0,15 \cdot 44\,000$$

$$E_{\text{р}} = 4,887 \cdot 50\,000 - 6\,600$$

$$E_{\text{р}} = 244\,350 - 6\,600 = 237\,750 \text{ грн/рік.}$$

Річний економічний ефект від впровадження завантажувального пристрою становить $E_{\text{р}} \approx 237,75$ тис. грн на рік.

3.6 Розрахунок терміну окупності капітальних вкладень

Термін окупності капітальних вкладень у завантажувальний пристрій:

$$T_{\text{ок}} = K / ((C_{\text{б}} - C_{\text{п}}) \cdot N_{\text{р}})$$

$$T_{\text{ок}} = 44\,000 / (4,887 \cdot 50\,000)$$

$$T_{\text{ок}} = 44\,000 / 244\,350 \approx 0,18 \text{ року} \approx 2,2 \text{ місяця.}$$

Нормативний термін окупності для механообробного виробництва приймається $T_{\text{н}} = 6,7$ року (при $E_{\text{н}} = 0,15$). Розрахований термін окупності $T_{\text{ок}} = 0,18$ року значно менший за нормативний, що підтверджує високу економічну доцільність впровадження розробленого завантажувального пристрою.

3.7 Розрахунок підвищення продуктивності праці

Підвищення продуктивності праці оцінюється через зниження трудомісткості обробки однієї деталі:

$$\Delta \text{ПП} = (T_{\text{шт.б}} - T_{\text{шт.п}}) / T_{\text{шт.б}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta \text{ПП} = (2,65 - 1,98) / 2,65 \cdot 100 \% = 0,67 / 2,65 \cdot 100 \% = 25,3 \%$$

Підвищення продуктивності з урахуванням переходу на багатOVERстатне обслуговування (один оператор обслуговує 4 верстати замість 1):

$$\Delta \text{ПП}_{\text{заг}} = (1/0,25 - 1) \cdot 100 \% + 25,3 \% = 300 \% + 25,3 \% \approx 325 \%$$

Таким чином, впровадження ЗП дозволяє підвищити продуктивність праці одного оператора більш ніж у 4 рази.

3.8 Розрахунок вивільнення чисельності робітників

Вивільнення чисельності виробничих робітників у результаті автоматизації:

$$\Delta C = C_{\text{б}} - C_{\text{п}},$$

де $C_{\text{б}}$, $C_{\text{п}}$ – чисельність операторів у базовому та проектному варіантах.

Необхідна чисельність операторів для виконання річної програми $N = 50\,000$ дет.:

$$C_{\text{б}} = N \cdot T_{\text{шт.б}} / (F_{\text{д}} \cdot 60 \cdot K_{\text{вн}}) = 50\,000 \cdot 2,65 / (3952 \cdot 60 \cdot 1,05) = 132\,500 / 248\,976 \approx 0,53 \rightarrow 1 \text{ особа.}$$

$$C_{\text{п}} = 50\,000 \cdot 1,98 / (3952 \cdot 60 \cdot 1,05) \cdot 0,25 = 0,40 \cdot 0,25 \approx 0,10 \rightarrow 0,25 \text{ ставки.}$$

де $K_{\text{вн}} = 1,05$ – коефіцієнт виконання норм.

Вивільнення: $\Delta C = 1 - 0,25 = 0,75$ ставки оператора 3-го розряду. При роботі у 2 зміни вивільняється фактично одна людина, яка може бути переведена на обслуговування іншого верстата.

3.9 Зведена таблиця техніко-економічних показників

Таблиця 3.4.

Техніко-економічні показники впровадження завантажувального пристрою

№	Показник	Базовий варіант	Проектний варіант	Зміна
1	Штучний час $T_{\text{шт}}$, хв	2,65	1,98	–25,3 %
2	Допоміжний час $T_{\text{доп}}$, хв	0,85	0,18	–78,8 %
3	Чисельність операторів, осіб	1	0,25	–0,75 ст.
4	Технологічна собівартість, грн/дет.	8,157	3,270	–59,9 %
5	Капітальні вкладення в ЗП, тис. грн	–	44,0	–
6	Річний економічний ефект, тис. грн	–	237,75	–

7	Термін окупності ЗП, міс.	–	2,2	$< T_{\text{н}} = 80$ міс.
8	Зростання продуктивності праці, %	–	+325	–
9	Річна програма випуску, тис. шт.	50,0	50,0	без змін

3.10 Висновки до організаційно-економічної частини

За результатами техніко-економічного обґрунтування впровадження завантажувального пристрою для автоматизації операції свердління деталі «Втулка» встановлено:

- штучний час обробки скорочується з 2,65 до 1,98 хв (на 25,3 %) за рахунок зменшення допоміжного часу з 0,85 до 0,18 хв (на 78,8 %);
- технологічна собівартість обробки однієї деталі знижується з 8,16 до 3,27 грн, економія складає 4,89 грн/дет. або 59,9 %;
- річний економічний ефект від впровадження ЗП при річній програмі 50 000 деталей становить 237,75 тис. грн;
- капітальні вкладення у розроблений ЗП у розмірі 44,0 тис. грн окупаються за 2,2 місяця, що в 36 разів менше нормативного терміну окупності (6,7 року);
- продуктивність праці одного оператора зростає більш ніж у 4 рази (на 325 %) завдяки переходу на багатOVERстатне обслуговування;
- вивільняється 0,75 ставки оператора 3-го розряду, що при двозмінному режимі роботи дозволяє перевести одного працівника на обслуговування додаткового обладнання;
- впровадження ЗП є економічно доцільним та рекомендується до реалізації у виробничих умовах підприємства.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розроблено завантажувальний пристрій для автоматизації операції свердління деталі «Втулка» на свердлильному верстаті з ЧПК. Виконано аналіз існуючих конструкцій, кінематичний синтез механізмів, силові розрахунки передач і захватного пристрою, розроблено циклограму роботи верстатного комплексу та проведено техніко-економічне обґрунтування доцільності впровадження. За результатами виконаної роботи зроблено такі висновки:

1. На основі аналізу існуючих конструкцій завантажувальних пристроїв для деталей типу «втулка» обрано раціональну схему: пневматичний маніпулятор з лотковим магазином-накопичувачем і рейковою передачею переміщення. Така схема забезпечує просту кінематику, високу надійність, низькі експлуатаційні витрати та відповідає вимогам серійного виробництва з програмою 50 000 деталей на рік.

2. Розроблено конструкцію рейкової передачі механізму переміщення маніпулятора. Геометричний розрахунок передачі визначив: модуль зубців $m = 3$ мм, дільний діаметр шестерні $d_1 = 30$ мм, число зубців шестерні $z_1 = 10$, число зубців рейки $z_2 = 23$, довжину нарізаної частини рейки $L = 214$ мм, ширину вінця $b_2 = 18$ мм. Передаточне відношення $UBP = 70$ м⁻¹ забезпечує необхідний робочий хід маніпулятора $H_2 = 0,16$ м при швидкості рейки $v_2 = 1$ м/с.

3. Виконано силовий розрахунок рейкової передачі. Умова контактної міцності зубів виконується при допустимому контактному напруженні $[\sigma]H = 464$ МПа. Перевірка на згинальну міцність показала значний запас: розрахункове напруження $\sigma F_1 = 22,8$ МПа при допустимому $[\sigma]F_1 = 163$ МПа. ККД передачі складає $\eta = 0,975$, необхідна потужність привода — не менше 400 Вт. Для запобігання підрізанню зубів шестерні ($z_1 = 10 < z_{\min} = 17$) рекомендовано застосувати корекцію профілю з коефіцієнтом зміщення $x_1 = 0,5$.

4. Розроблено конструкцію захватного пристрою маніпулятора — дволанковий важільний механізм із симетричними губками та кутом розкриття $\alpha = 120^\circ$, що забезпечує автоматичне самоцентрування деталі при захваті. За результатами силового розрахунку визначено реакції в шарнірах губок: $P_1 = 13,34$ Н, $P_3 = 24,28$ Н, $P_4 = 10,94$ Н; необхідне зусилля на штоку пневмоциліндра $Q = 20,9$ Н. Прийнято стандартний привідний пневмоциліндр $D_{\text{ц}} = 85$ мм, $d_{\text{шт}} = 30$ мм (ГОСТ 15608-81); фактичне зусилля на штоку $Q_{\text{факт}} = 1\,827$ Н забезпечує надійний запас захвату при динамічних навантаженнях.

5. Розроблено циклограму роботи верстатного комплексу. Визначено 10 основних переходів циклу; встановлено, що до 80 % допоміжних переходів (транспортування, подача, укладання) можуть виконуватись паралельно з основним часом обробки. Некомпресований допоміжний час (закріплення та розкріплення заготовки) складає 2,5–3,5 с. При машинному часі $T_{\text{осн}} \geq 15$ с коефіцієнт завантаження верстата $\eta_{\text{в}} \geq 0,80$, що відповідає вимогам до автоматизованих верстатних комплексів. Допоміжний час скорочено з 0,85 до 0,18 хв, штучний час — з 2,65 до 1,98 хв (зменшення на 25,3 %).

6. Проведено техніко-економічне обґрунтування впровадження завантажувального пристрою. Технологічна собівартість обробки однієї деталі знижується з 8,16 до 3,27 грн (на 59,9 %). Загальні капітальні вкладення у розроблений ЗП складають 44,0 тис. грн. Річний економічний ефект при програмі 50 000 деталей на рік становить 237,75 тис. грн. Термін окупності капітальних вкладень — 2,2 місяця, що в 36 разів менше нормативного значення (6,7 року).

7. Впровадження розробленого завантажувального пристрою забезпечує підвищення продуктивності праці одного оператора більш ніж у 4 рази (на 325 %) за рахунок переходу на багатOVERстатне обслуговування (1 оператор — 4 верстати). Вивільняється 0,75 ставки оператора 3-го

розряду, що при двозмінному режимі роботи дозволяє перевести одного працівника на обслуговування додаткового обладнання.

8. Усі розроблені конструктивні рішення відповідають чинним стандартам: ДСТУ, ГОСТ 15608-81 (пневмоциліндри), ГОСТ 9563-80 / ISO 54 (модулі зубців), ГОСТ 1643-81 / ISO 1328 (точність зубчастих передач), ГОСТ 4543-2016 / EN 10083 (матеріали). Конструкція ЗП придатна для впровадження у виробничих умовах машинобудівних підприємств серійного типу.

Таким чином, поставлена мета кваліфікаційної роботи — розробка завантажувального пристрою для автоматизації операції свердління деталі «Втулка» — досягнута в повному обсязі. Усі розрахунки підтверджують технічну та економічну доцільність впровадження розробленого пристрою у виробництво.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Проць Я. І., Савків В. Б., Шкодзінський О. К., Ляшук О. Л. Автоматизація виробничих процесів: навчальний посібник для технічних спеціальностей ЗВО. – Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2011. – 344 с.
2. Проць Я. І. Захоплювальні пристрої промислових роботів: навчальний посібник. – Тернопіль: ТДТУ ім. І. Пулюя, 2008. – 232 с.
3. Костюк В. І., Спину Г. О., Ямпольський Л. С., Ткач М. М. Робототехніка: підручник. – К.: Вища школа, 1994. – 447 с.
4. Артюх О. М., Дударенко О. В., Кузьмін В. В., Сосик А. Ю., Щербина А. В. Основи мехатроніки: навчальний посібник. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 372 с.
5. Муляр Ю. І., Репінський С. В. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина І: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 99 с.
6. Буренніков Ю. А., Лозінський Д. О. Технологічні основи машинобудування: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2017. – 105 с.
7. Мельник В. А. Методи та засоби автоматизації виробництва. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – 314 с.
8. Муляр Ю. І., Репінський С. В. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.
9. Fantoni G., Capiferri S., Tilli J. Method for supporting the design of automatic assembly systems. – Procedia CIRP, 2014. Vol. 21. P. 137–142.
10. Bonetti M., Brenna A. Automation in CNC machining: a systematic review. – Int. J. Advanced Manufacturing Technology, 2021. Vol. 113. P. 2901–2918.
11. Bohringer K.F. et al. Parts feeding on motion plates using dynamic micromanipulation. – IEEE Trans. Robotics, 2003. Vol. 19(1). P. 37–45.

12. Chen X., Wang Y. Optimization of bowl feeder parameters using machine learning. – Int. J. Advanced Manuf. Technology, 2020. Vol. 108. P. 2351–2361.
13. Crisman J.D., Kanojia C., Zeid I. Graspar: a flexible, easily programmable robotic gripper. – IEEE Robotics & Automation Magazine, 1996. Vol. 3(2). P. 32–37.
14. Dai J.S., Jones J.R. A linear algebraic procedure in obtaining reciprocal screw systems. – Journal of Robotic Systems, 2002. Vol. 19(2). P. 65–76.
15. de Waal H., Heerink A., Lim I. Flexible bowl feeders for small batch production. – Proc. IEEE/RSJ IROS, 2019. P. 3112–3117.
16. Haddadin S. et al. Collaborative robots for industrial loading tasks. – Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2023. Vol. 81. P. 102491.
17. Huang D., Xie C., Luo Q. Prediction of bowl feeder performance using hybrid neural networks. – Computers & Industrial Engineering, 2022. Vol. 168. P. 108052.
18. ISO 286-1:2010. Geometrical product specifications (GPS) – ISO code system for tolerances on linear sizes. Part 1.
19. Roser C., Nakano M. A practical bottleneck detection method. – Proceedings of the 2015 Winter Simulation Conference. P. 1080–1085.
20. Ruiz B., Correa M., González M. Design principles for flexible CNC loading systems: a case study. – Procedia Engineering, 2015. Vol. 132. P. 1032–1039.
21. Schöpp L. et al. Flexible automated loading of CNC machining centres. – International Journal of Automation Technology, 2020. Vol. 14(1). P. 81–89.
22. Wurm A. et al. Flexible gripper concepts for small batch production. – Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2022. Vol. 76. P. 102329.

23. Haddadin S., Albu-Schäffer A., De Luca A. Soft-robotics vision for intrinsically safe manipulation. – IEEE Robotics & Automation Magazine, 2023. Vol. 30(1). P. 31–42.
24. ДСТУ EN ISO 10218-1:2014. Роботи та роботизовані пристрої. Промислові роботи. Частина 1: Вимоги щодо безпеки для конструювання та виготовлення.
25. Chen X., Wang Y. Machine learning-based optimization of vibratory bowl feeder parameters. – J. Intelligent Manufacturing, 2020. Vol. 31. P. 1527–1542.
26. IFR World Robotics 2023 – Industrial Robots. – Frankfurt: IFR Statistical Dept., 2023. – 143 p.
27. GOODWAY GLS 1500 CNC Turning Center: Operation and Maintenance Manual. – Goodway Machine Corp., 2018. – 320 p.
28. Fanuc 0i-TF CNC User's Manual. – Fanuc Corporation, 2019. – 640 p.