

Міністерство освіти і науки України

Вінницький національний технічний університет

Кафедра галузевого машинобудування

Магістерська кваліфікаційна робота на тему:

Стабілізація швидкості стрічки конвеєра  
при зміні навантаження

Виконав: ст. гр. 1ГМ-18м Бондар А. Л.

Науковий керівник: д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

**Мета роботи.** Метою роботи є підвищення економічності та надійності роботи приводу стрічкового конвеєра технологічного комплексу за умови зміни навантаження на транспортувальній ланці шляхом застосування системи керування вмиканням додаткового гідромотора та гідронасоса.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі **задачі**:

- виконати техніко-економічне обґрунтування доцільності виконання МКР згідно із заданою темою;
- виконати аналіз існуючих пристроїв керування та приводів з системами керування в машинах різного технологічного призначення;
- розробити принципову та конструктивну схеми приводу стрічкового конвеєра з системою керування;
- удосконалити циклограму роботи і математичну модель системи керування вмикання паралельно встановленого додаткового гідромотора та додаткового гідронасоса приводу конвеєра;
- виконати проектні розрахунки приводу;
- економічними розрахунками довести доцільність впровадження у виробництво розробленого приводу з системою керування;
- виконати необхідні розрахунки з безпеки життєдіяльності та цивільного захисту.

**Об'єкт дослідження** – динамічні процеси в приводі з системою керування стрічкового конвеєра.

**Предмет дослідження** – гідравлічний привід з системою керування вмикання додаткових гідромотора та гідронасоса.

**Методи дослідження:**

- за допомогою порівняльного аналізу економічних, конструктивних та технологічних показників існуючих конструкцій виконувався схемний пошук нової конструкції;
- за допомогою математичного моделювання динамічних процесів в розробленій системі керування гідроприводу приймального конвеєра буртоукладника виконувалась підготовка для виконання теоретичних досліджень.

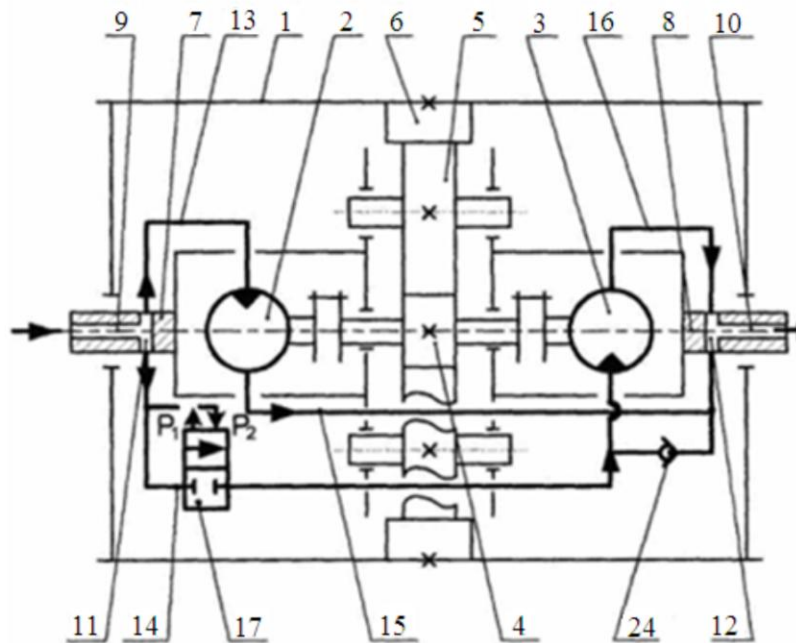
**Наукова новизна отриманих результатів та їх значення:**

- удосконалено циклограму циклограму робочих циклів розробленої системи керування, встановлено закономірності функціонування її елементів, що обґрунтовує пофазну побудову математичної моделі;
- удосконалено математичну модель динамічних процесів в гідравлічному приводі з системою керування вмикання додаткових гідромотора та гідронасоса.

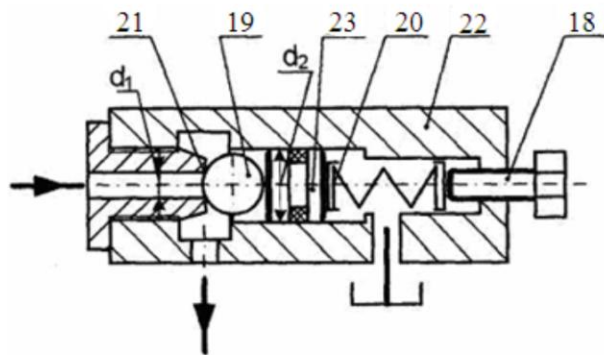
**Особистий внесок автора** – запропонував в конструктивній схемі приводу приймального конвеєра застосувати фрикційну муфту для вмикання другого передавального механізму; запропонував сенсорну частину пристрою керування виконати на основі клапана параметричного типу; виконав проектування вузлів приводу.

**Публікації** – двоє тез доповідей на Всеукраїнську науково-практичну інтернет-конференцію студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (2018 р., 2019 р.), тези доповідей на ХХ Міжнародній науково-технічній АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», 22-25 жовтня, 2019 р. м. Київ.

# Аналіз існуючих конструкцій

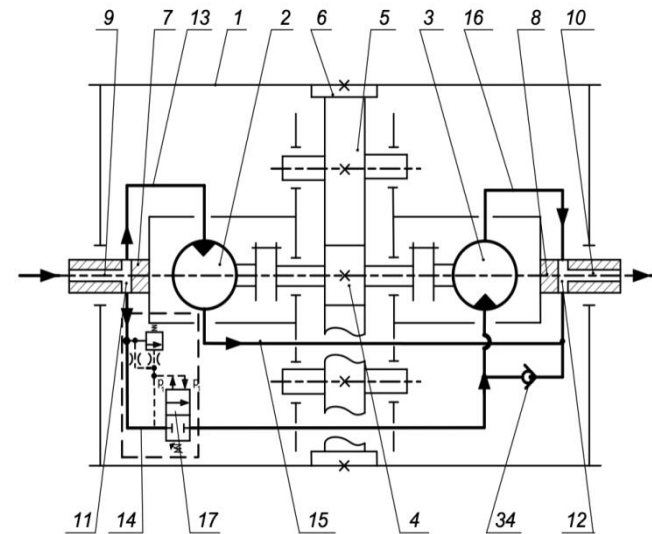


a

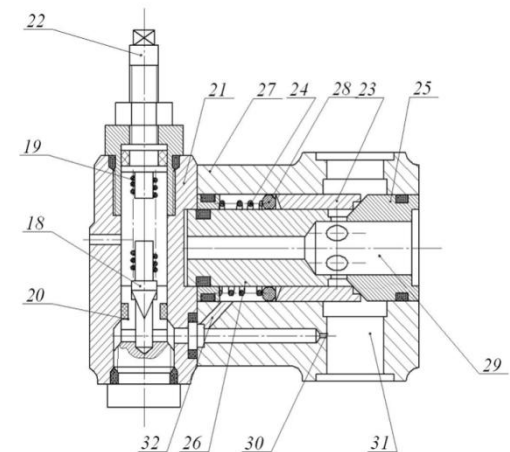


a – конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана; б – конструктивна схема пристрою керування

Рисунок 1 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії



a



б

Рисунок 2 – Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра чутливого до зміни навантаження

# Аналіз існуючих конструкцій (продовження)

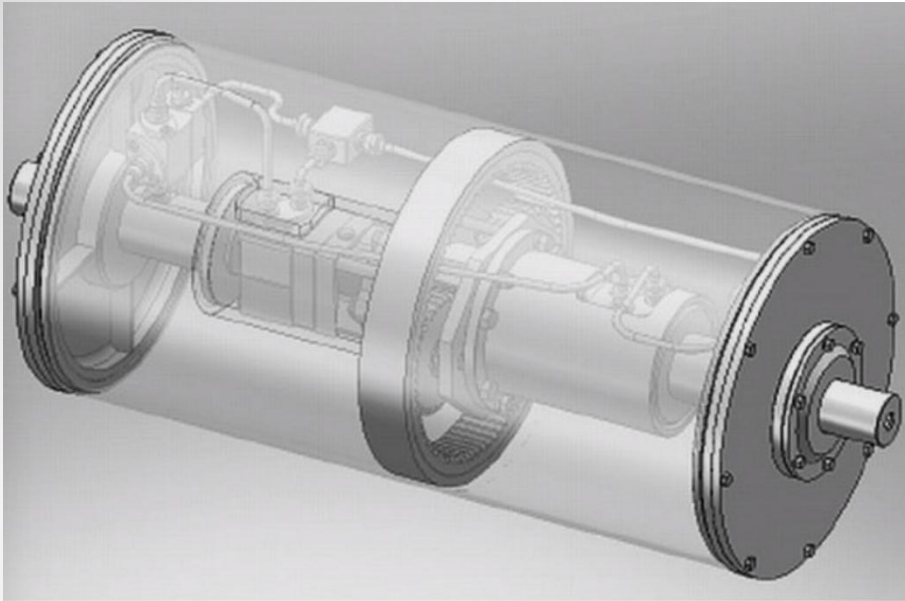


Рисунок 3 – Привід з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямої дії

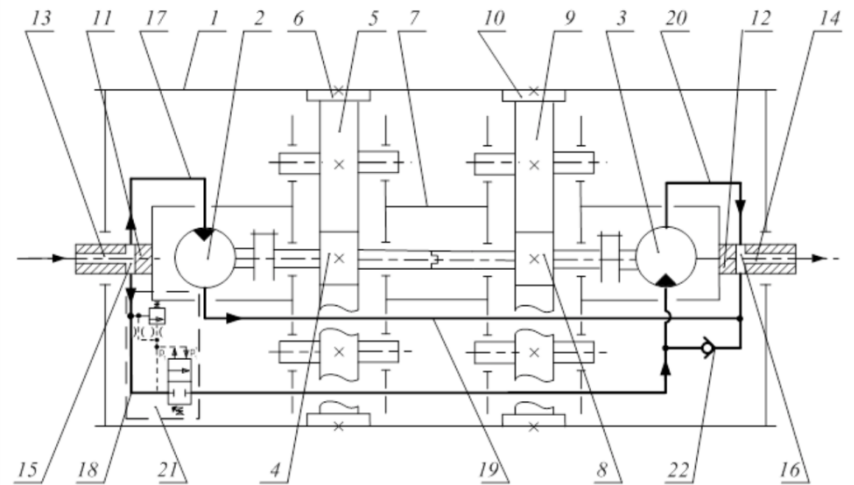


Рисунок 4 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана приймального конвеєра

# Аналіз існуючих конструкцій (продовження)

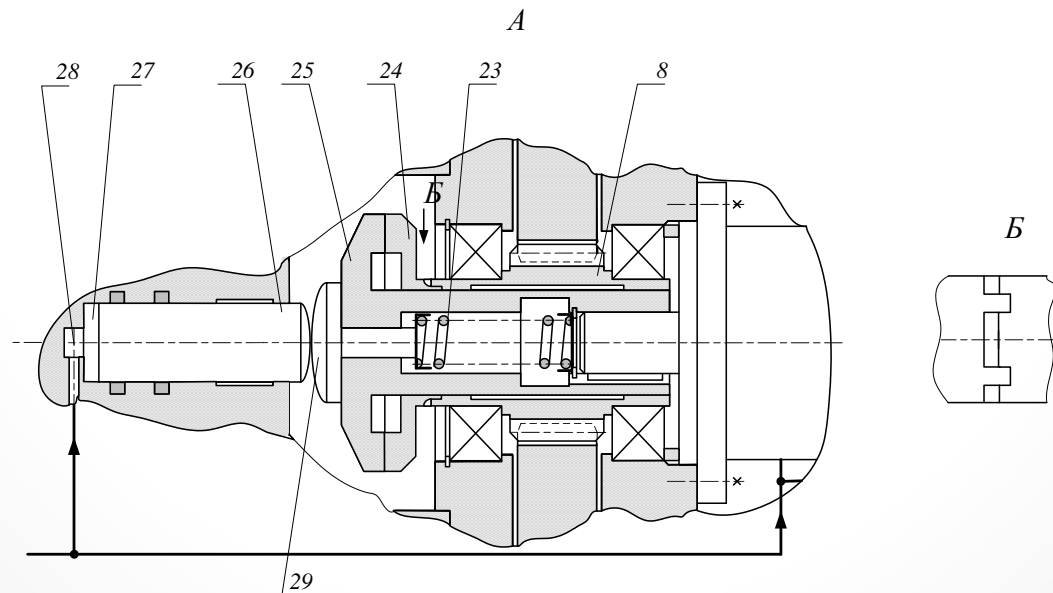
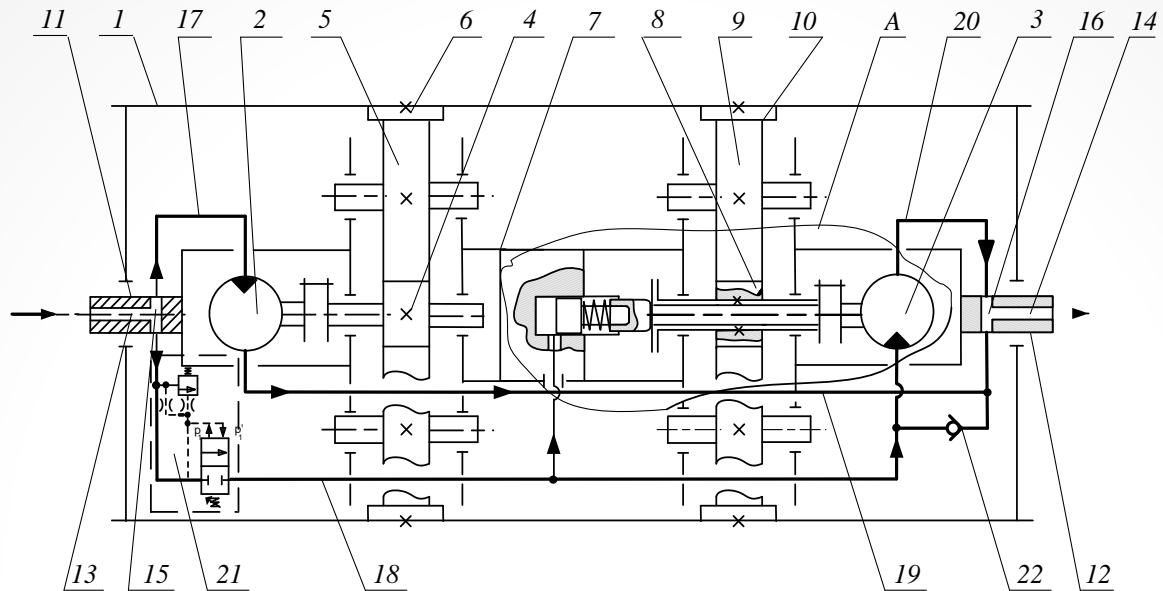


Рисунок 5– Конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана

# Розрахункова схема пристрою керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем типу геркон

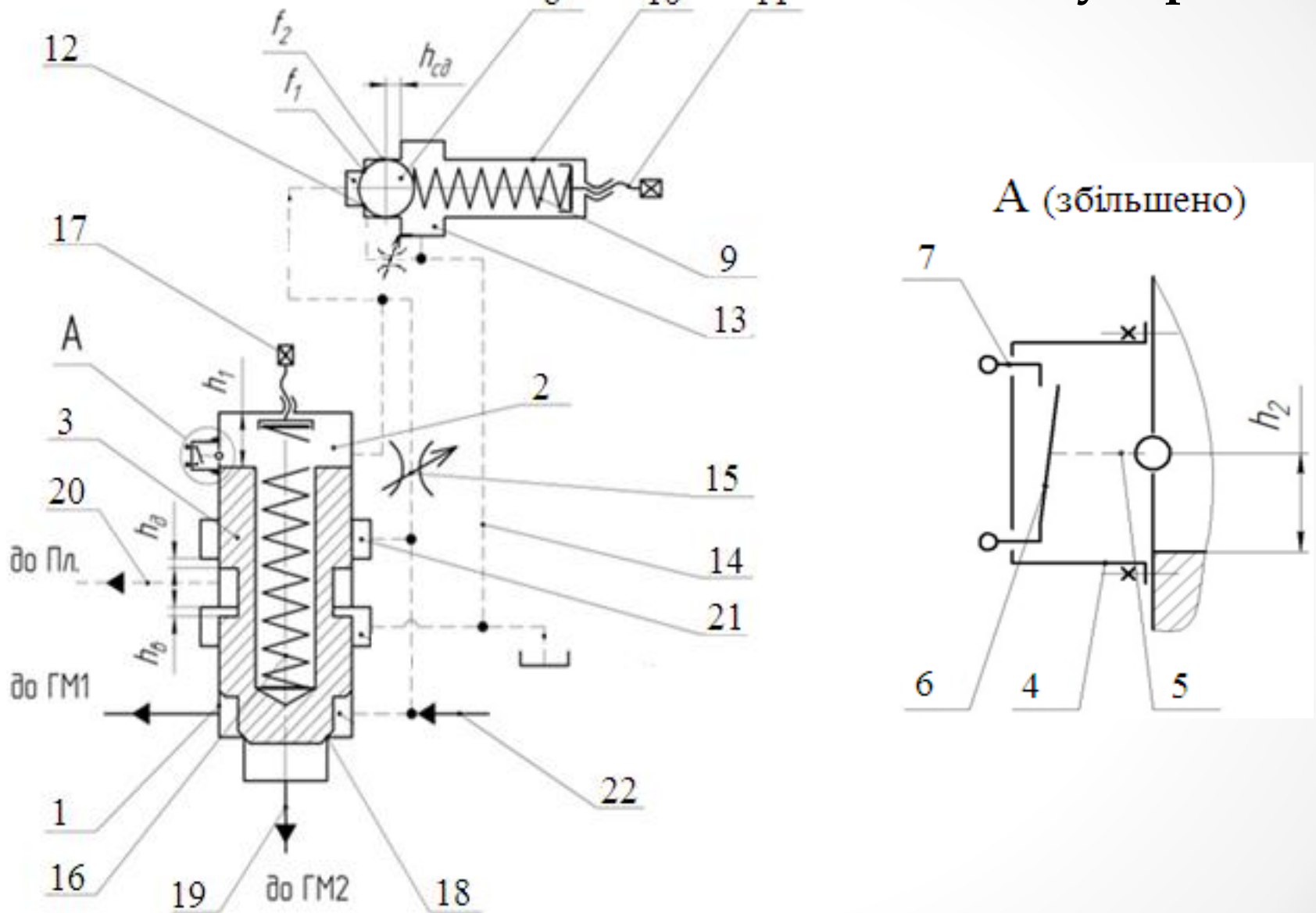


Рисунок 6 – Пристрій керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем

# Розрахункова схема пристрою керування гідروприводу з важільним кінцевим вимикачем типу геркон (продовження)

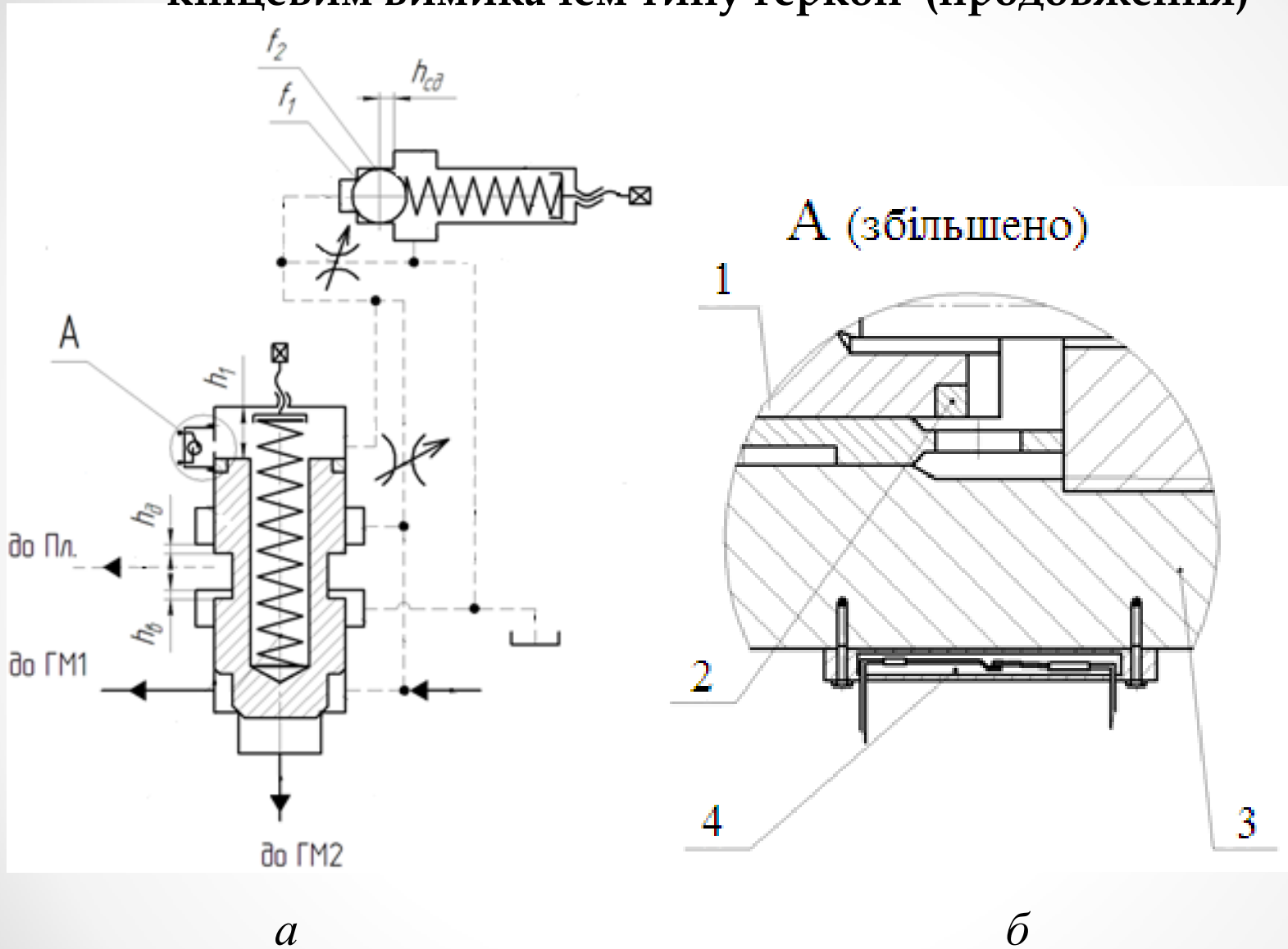


Рисунок 7- Пристрій керування з кінцевим вимикачем типу геркон



# Математичне моделювання

Жорсткість пружних елементів визначаємо через величину усереднених площ  $f_0$  їх поперечних перерізів:

$$f_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_{i=1}^n l_i}, \quad (1)$$

Рівняння рівноваги моментів на валах гідромоторів:

коли працює один гідромотор ГМ1 ( $y = 0$ )

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\varphi}{dt}; \quad (2)$$

коли працює два гідромотори ГМ1 та ГМ2 ( $y > 0; F_a > F_{tr}$ ) –

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n + q_{m2} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3)$$

Відкриття запірної елементи 1 відбувається за умови підвищення тиску в гідроприводі до величини

$$p_1 \geq \frac{k_1 x}{f_1}. \quad (4)$$

Рівняння руху кулькового запірної елементи після відкриття сенсора за умови, що тиск в зливній порожнині  $p_0 \approx 0$ , має вигляд:

$$f_2 p_1 = m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + k_1 (x_0 + x) + b_1 \frac{dx}{dt} + F_{g1}, \quad (5)$$

$$F_{g1} = F'_{g1} - F''_{g2} = \rho Q v_w \cdot \cos \beta_0 - \rho Q v_c = \rho Q (v_w \cdot \cos \beta_0 - v_c). \quad (6)$$

При  $0 \leq x \leq h_c$ ,  $h_c = h_{cd} + h_{cb}$  витрати потоку через сенсор

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_1). \quad (7)$$

Рівняння руху запірної-розподільного елементи 3 для переміщення  $0 \leq y \leq h_b$ , має вигляд:

$$p_n f_3 = p_1 f_4 + k_2 y_0, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (8)$$

$$p_n f_3 = m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + k_2 (y_0 + y) + b_2 \frac{dy}{dt} + p_1 f_4 + F_{g2}, \quad \text{якщо } y > 0, \quad (9)$$

$$F_{g2} = \Psi_g p_n f_3. \quad (10)$$

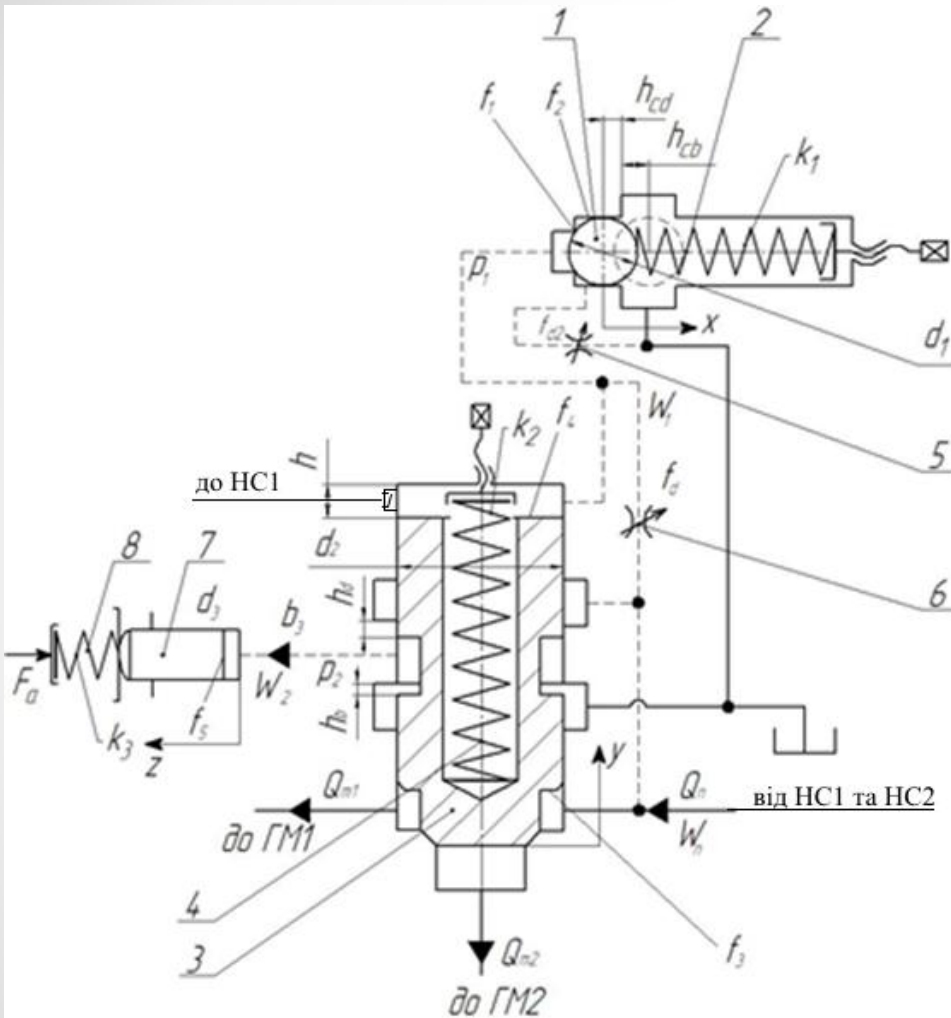


Рисунок 8 – Розрахункова схема пристрою керування гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням

# Математичне моделювання (продовження)

Рівняння балансу витрат робочої рідини в напірній гідролінії:

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (11)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } 0 < y < h_d; \quad (12)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + Q_k + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y \geq h_d, \quad (13)$$

тобто, має місце відкриття порожнини плунжера 7, де

$$Q_{fd} = \mu \cdot f_d \sqrt{2|p_n - p_1| / \rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_1); \quad (14)$$

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y - (h_b + h_d)) \sqrt{2|p_n - p_2| / \rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_2). \quad (15)$$

Витрати робочої рідини після дроселя 6  $Q_{fd}$  та запірно-розподільного елемента 3 в порожнині плунжера 7  $Q_k$ :

$$Q_{fd} = Q + \beta W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (16)$$

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (h_b - y) \sqrt{2p_2 / \rho} \cdot \text{sgn}(p_2) + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad (17)$$

якщо  $y = 0 \dots h_b$  – відбувається злив робочої рідини з порожнини плунжера 7;

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad \text{якщо } y = h_b \dots h_d; \quad (18)$$

$$Q_k = f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad (19)$$

якщо  $y = h_d \dots h$  – відбувається нагнітання робочої рідини в порожнину плунжера 7.

Рівняння руху натискного плунжера 7 фрикційної напівмуфти:

$$p_2 f_5 = m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} + k_3 (z_0 + z) + b_3 \frac{dz}{dt} + F_a. \quad (20)$$

Сила  $F_a$  починає діяти у момент входження в контакт натискного плунжера з муфтою.

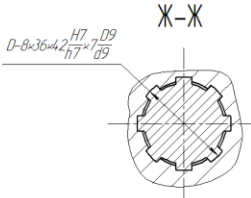
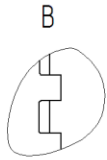
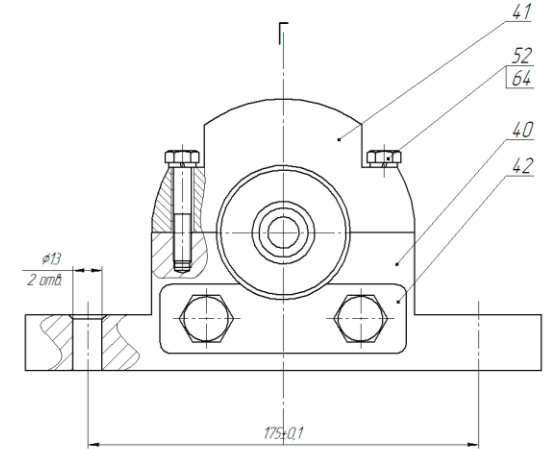
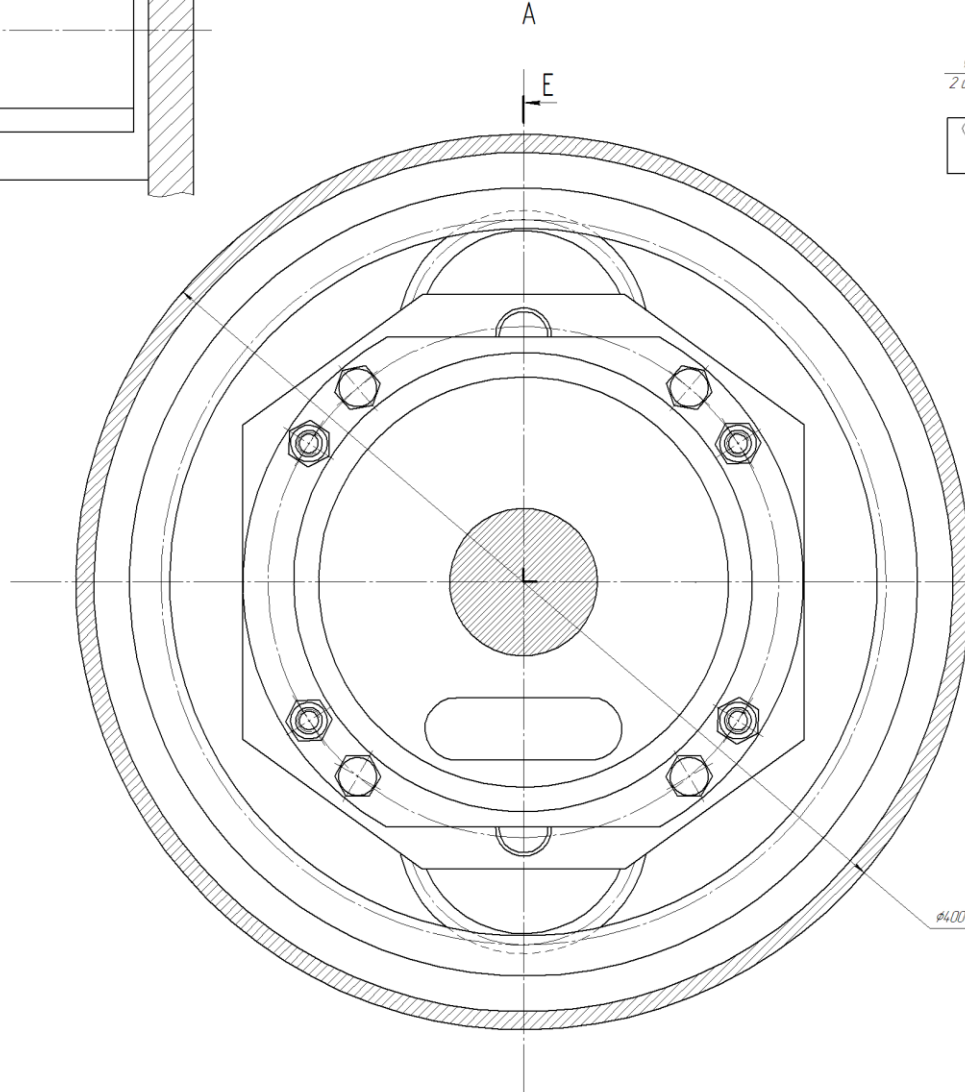
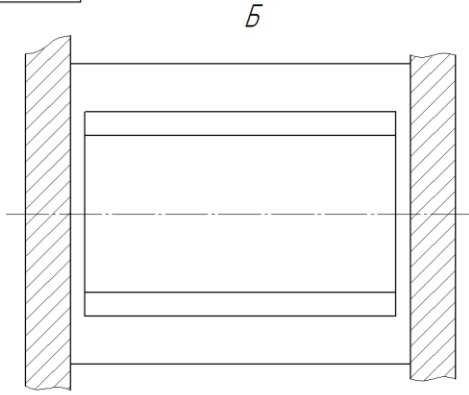
Закриття кулькового запірного елемента відбувається за умови зниження тиску до величини

$$p_1' \leq p_1 \frac{f_1}{f_2} + \frac{k_1 x}{f_2}. \quad (21)$$

В рівняннях (1 – 21) використані такі позначення:  $M$  – крутний момент на валах гідромоторів;  $M_0$  – момент тертя в гідромоторах;  $p_n$  – тиск в гідросистемі за номінального навантаження на робочій ланці;  $p_1$  – тиск «відкриття» кулькового запірного елемента, що відповідає розрахунковому максимальному навантаженню на робочій ланці;  $p_1'$  – тиск «закриття» кулькового запірного елемента;  $p_2$  – тиск в порожнині плунжера натискного механізму;  $x, y, z$  – координати переміщення відповідних мас;  $x_0, y_0, z_0$  – початкові деформації пружин стиску;  $\beta_m$  – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі;  $q_{m1}, q_{m2}$  – характерний об'єм гідромоторів;  $\beta$  – коефіцієнт податливості з урахуванням стисливості робочої рідини;  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $S = f_1/f_2$  – відношення площі контакту запірного елемента з сідлом клапана до площі циліндричної частини клапана;  $f_3, f_4, f_5$  – площі поверхонь торців запірно-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно;  $h_c, h, h_m$  – відповідно, хід кулькового запірного 1, запірно-розподільного 3 елементів та півмуфти ФМ;  $W_n, W_1, W_2$  – об'єм напірної гідролінії, порожнини сенсора 1 та порожнини плунжера 7, відповідно;  $d_1, d_2, d_3$  – діаметр запірного елемента 1, запірно-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно;  $b_1, b_2, b_3$  – коефіцієнт в'язкого демпфування;  $\beta_0$  – кут нахилу струменя робочої рідини;  $v_w, v_c$  – швидкість руху рідини в щілині та сідлі, відповідно;  $\psi_g$  – коефіцієнт сили;  $Q_{fd}, Q_k$  – витрати рідини за дроселем 5, в порожнині плунжера 7, відповідно;  $F_{g1}, F_{g2}$  – гідродинамічні сили, що діють на кульковий запірний 1 та запірно-розподільного 3 елементи;  $F_a$  – реакція зчеплення півмуфти.

# Привід приймального конвеєра

08-27.МКР.002.00.000 СК



### Технічна характеристика

1. Номінальна потужність приводу, кВт	18
2. Крутний момент на барабані, Нм	4946,9
3. Число обертів барабана, хв <sup>-1</sup>	30
4. Передаточне число	3
5. Тиск в напірній магістралі, МПа	16
6. Витрати робочої рідини, л/хв	16
7. Гідродвигун	ГПР-Ф-630

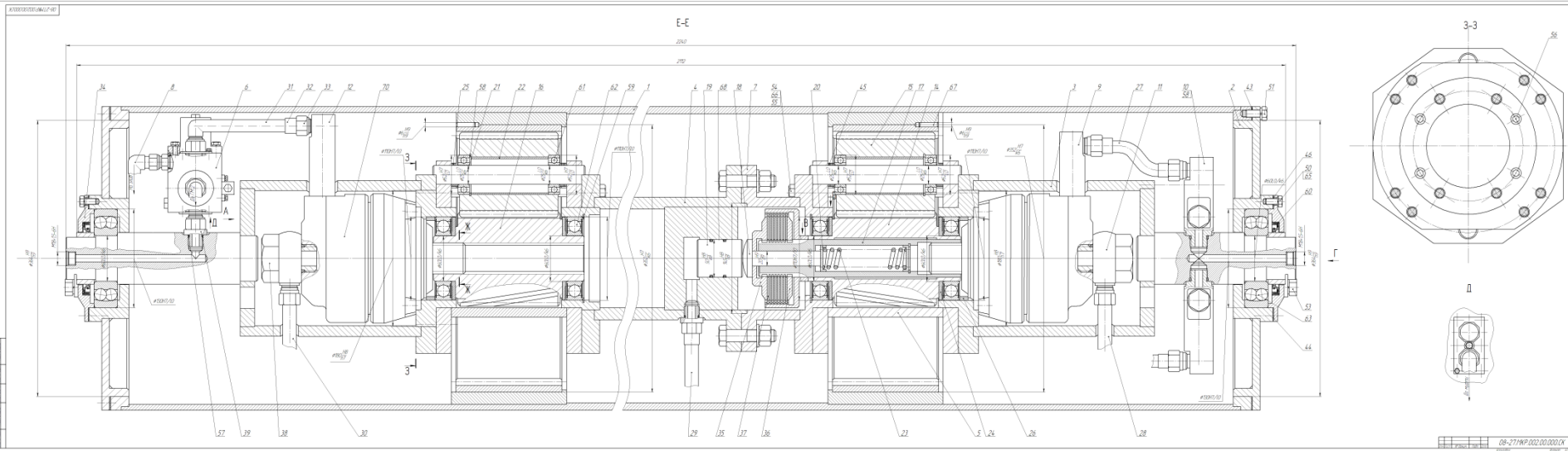
### Технічні вимоги

- Зубчасті колеса і підшипникові вузли перед складанням змастити пластичним матеріалом – литол 24 ГОСТ21150-75
- Недопустиме розміщення на зовнішній поверхні барабана антифрекційних покриттів.
- Гідросистему перед експлуатацією випробувати на герметичність під тиском 30 МПа

Лист 1 з 1  
Лист 2 з 2  
Лист 3 з 3  
Лист 4 з 4  
Лист 5 з 5  
Лист 6 з 6  
Лист 7 з 7  
Лист 8 з 8  
Лист 9 з 9  
Лист 10 з 10  
Лист 11 з 11  
Лист 12 з 12  
Лист 13 з 13  
Лист 14 з 14  
Лист 15 з 15  
Лист 16 з 16  
Лист 17 з 17  
Лист 18 з 18  
Лист 19 з 19  
Лист 20 з 20  
Лист 21 з 21  
Лист 22 з 22  
Лист 23 з 23  
Лист 24 з 24  
Лист 25 з 25  
Лист 26 з 26  
Лист 27 з 27  
Лист 28 з 28  
Лист 29 з 29  
Лист 30 з 30  
Лист 31 з 31  
Лист 32 з 32  
Лист 33 з 33  
Лист 34 з 34  
Лист 35 з 35  
Лист 36 з 36  
Лист 37 з 37  
Лист 38 з 38  
Лист 39 з 39  
Лист 40 з 40  
Лист 41 з 41  
Лист 42 з 42  
Лист 43 з 43  
Лист 44 з 44  
Лист 45 з 45  
Лист 46 з 46  
Лист 47 з 47  
Лист 48 з 48  
Лист 49 з 49  
Лист 50 з 50  
Лист 51 з 51  
Лист 52 з 52  
Лист 53 з 53  
Лист 54 з 54  
Лист 55 з 55  
Лист 56 з 56  
Лист 57 з 57  
Лист 58 з 58  
Лист 59 з 59  
Лист 60 з 60  
Лист 61 з 61  
Лист 62 з 62  
Лист 63 з 63  
Лист 64 з 64  
Лист 65 з 65  
Лист 66 з 66  
Лист 67 з 67  
Лист 68 з 68  
Лист 69 з 69  
Лист 70 з 70  
Лист 71 з 71  
Лист 72 з 72  
Лист 73 з 73  
Лист 74 з 74  
Лист 75 з 75  
Лист 76 з 76  
Лист 77 з 77  
Лист 78 з 78  
Лист 79 з 79  
Лист 80 з 80  
Лист 81 з 81  
Лист 82 з 82  
Лист 83 з 83  
Лист 84 з 84  
Лист 85 з 85  
Лист 86 з 86  
Лист 87 з 87  
Лист 88 з 88  
Лист 89 з 89  
Лист 90 з 90  
Лист 91 з 91  
Лист 92 з 92  
Лист 93 з 93  
Лист 94 з 94  
Лист 95 з 95  
Лист 96 з 96  
Лист 97 з 97  
Лист 98 з 98  
Лист 99 з 99  
Лист 100 з 100

08-27.МКР.002.00.000 СК			
Код	Назва	Лист	Кількість
08-27.МКР.002.00.000 СК	Привід приймального конвеєра	11	1
ВНТУ	ІТМ-ВН		
Формат	A1		

# Привід приймального конвеєра (продовження)



# ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано відомі підходи до побудови вмонтованих приводів для транспортувальних машин і пристроїв керування, визначені області застосування вмонтованих гідравлічних приводів, чутливих до зміни навантаження, в залежності від умов експлуатації та режимів роботи. Встановлено, що для розширення функціональних можливостей приводного пристрою стрічкового конвеєра, який працює в умовах обмеженої монтажної зони під привод та змінного навантаження, перспективним є вмонтований гідравлічний привід з двома гідромоторами і системою керування, виконаною на основі запірно-розподільчого елемента, фрикційної муфти.

2. Сформульовані та обґрунтовані технічні і технологічні вимоги до вмонтованих гідравлічних приводів транспортувальних машин, які працюють із змінними режимами навантаження на робочому органі.

3. Для забезпечення стабілізації швидкості руху стрічки конвеєра пристрій керування повинен за одночасного вмикання другого гідромотора вмикати додатковий гідронасос для компенсації зменшення витрат рідини в гідросистемі.

4. В розробленій конструкції гідравлічного вмонтованого приводу задача збільшення потоку робочої рідини за вмикання паралельно встановленого додаткового гідромотора вирішується шляхом улаштування в корпусі клапана розподільника кінцевого вимикача важільного типу, який спрацьовує при переміщенні золотника цього пристрою.

5. На основі розробленої циклограми роботи приводного пристрою побудовано уточнену математичну модель динамічних процесів у вмонтованому гідравлічному приводі з системою керування вмикання додаткового гідромотора та гідронасоса.

6. Проведено проектні розрахунки та розрахунки на міцність елементів гідравлічного приводу, які дозволили виконати проектування приводу стрічкового конвеєра, що працює із змінним навантаженням.

7. Проведено економічні розрахунки які підтвердили доцільність впровадження розробленого приводу у виробництво.

8. Розроблено заходи для забезпечення охорони праці та безпеки життєдіяльності і цивільного захисту на робочому місці.

ДЯКУЮ ЗА УВАГУ !