

## Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

*Обґрунтовано конструкцію пружно-запобіжної муфти для приводів гнучких гвинтових конвеєрів, яка окрім запобіжних дозволяє за рахунок демпфувальних і пружних властивостей забезпечувати плавний запуск шнека під час пуску приводу і зниження різкості зміни навантажень на нього під час експлуатації та перевантажень. Представлено конструктивно-силовий розрахунок параметрів механізму плавного пуску розробленої пружно-запобіжної муфти гнучких гвинтових конвеєрів. Нами розроблено методика конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра, згідно якої механізм плавного пуску муфти проектується в такій послідовності: проводиться розрахунок параметрів пружини пуску; виконується розрахунок шпонки; здійснюється розрахунок штифта. Сучасні методи розрахунку з точністю забезпечують можливість вибору конструктивних параметрів деталей машин з врахуванням динаміки їх роботи. При цьому багато з процесів, які відбуваються з механізмами під час експлуатації, погано піддаються математичному моделюванню, що потребує надійного захисту цих машин від перенавантажень. Вимоги надійності, низької металоємності та собівартості, які пред'являються до машин, обумовлюють необхідність подальшого удосконалення і створення нових, високоточних і надійних захисних пружно-запобіжних муфт. Дана методика передбачає використання загальновідомих формул конструктивно-силового розрахунку деталей машин.*

**Ключові слова:** пружно-запобіжна муфта; гнучкий гвинтовий конвеєр; привід; розрахунок; момент.

**Постановка проблеми.** Надійність будь-якої машини в цілому залежить від надійності її окремих елементів, правильного розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації. Сучасні методи розрахунку з точністю забезпечують можливість вибору конструктивних параметрів деталей машин з врахуванням динаміки їх роботи. При цьому багато з процесів, які відбуваються з механізмами під час експлуатації, погано піддаються математичному моделюванню, що потребує надійного захисту цих машин від перенавантажень. Вимоги надійності, низької металоємності та собівартості, які пред'являються до машин, обумовлюють необхідність подальшого удосконалення і створення нових, високоточних і надійних захисних пружно-запобіжних муфт.

Використання прогресивних технологій, високоточних металорізальних станків і автоматів забезпечує можливість виготовлення елементів кулькових муфт з високою ступеню точності. В цьому випадку проведення глибокого теоретичного аналізу функціонування кулькових запобіжних муфт з врахуванням динаміки процесу перегрузки, дослідження їх основних функціональних і експлуатаційних характеристик з метою визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів цих захисних пристроїв буде активно сприяти їх використанню в приводах нових машин.

**Аналіз попередніх досліджень.** Схеми розрахунку по визначенню конструктивних параметрів таких пристроїв для різних схем кулькових зачеплень приведені в роботах Полякова В.С., Барбаша І.Д., Ряховського О.А. [4]. Деякими питаннями профілювання пазів під кульки з ціллю забезпечення постійного моменту спрацювання займався Нагорняк С.Г. [3]. Дослідження приводів машин розглянуті Малащенком В.С. [2], Тепинкичєвим В.К. [6].

Питання точності спрацювання фрикційних муфт з кульковими віджимними пристроями викладені у роботах Гевка Б.М., Рогатинського Р.М., Гевка І.Б., Луціва І.В. [1,3,5,7]. Вивчення динамічних процесів в машинах розглядається зокрема в працях Голубенцева А.Н., Комарова М.С., Левейкіна В.С. [8], та багатьох інших.

Однак ні ці роботи, як і ряд інших не дають повного уявлення про перехідні процеси, які виникають при спрацюванні кулькових запобіжних муфт. У той же час ряд питань динамічної поведінки приводів машин із захисними механізмами залишаються недослідженими, а відповідно науково-практична проблема актуальна.

**Метою роботи** є розроблення методики конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра.

**Реалізація роботи.** Точність спрацювання кулькових запобіжних муфт значно вища, чим кулачкових і фрикційних при достатній простоті конструкції [4]. Це досягається за рахунок того, що значна частина моменту обертання передається за рахунок кінематичної схеми механізму віджиму муфти, а втрати на тертя в момент її спрацювання нижче, чим у кулачкових і фрикційних захисних пристроях. Коефіцієнт тертя-ковзання, який виникає між зачепленими кульками, частково переходить в коефіцієнт тертя-

кочення при спрацюванні муфти, а висока частота обробки і твердості поверхневого шару тіл кочення забезпечує їм високий термін роботи в процесі експлуатації. Використання різних схем кулькових також може значно розширити функціональні можливості захистних пристроїв. Такі муфти виконують функцію запобігання, компенсації зміщення валів, демпфірування пускових моментів та інші. Але, не дивлячись на ці беззаперечні переваги, кулькові запобіжні пристрої через необхідність високої точності виготовлення не отримали широкого розповсюдження, як кулачкові та фрикційні. В основному вони використовуються в приводах з легким режимом роботи.

Використання прогресивних технологій, високоточних металорізальних станків і автоматів забезпечує можливість виготовлення елементів кулькових муфт з високою ступеню точності. В цьому випадку проведення глибокого теоретичного аналізу функціонування кулькових запобіжних муфт з врахуванням динаміки процесу перегрузки, дослідження їх основних функціональних і експлуатаційних характеристик з метою визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів цих захистних пристроїв буде активно сприяти їх використанню в приводах нових машин.

В основу запропонованої нами конструкції поставлено вихідним завданням усунення таких недоліків шляхом виконання пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра у вигляді ведучої півмуфти з лунками та веденої півмуфти з отворами, в яких розміщені елементи зачеплення, що підпружинені пружиною стиску з регулюванням сили затиску гайками, причому елементи зачеплення виконано у вигляді жорстких конічних стержнів та кульок з пружного матеріалу, а лунки знімними. Окрім того, ведучу півмуфту виконано з двох частин, які через опорний підшипник взаємодіють з можливістю колового обертання з ведучою півмуфтою, в середині якої розташовано механізм плавного пуску.

Пружно-запобіжну муфту гнучкого гвинтового конвеєра зображено на рис. 1 (штифт – неметал, кулька – метал) вона може бути викона у двох варіантах з різними типами демперних виконань відповідно (штифт – метал, кулька – неметал).

Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра складається з ведучої півмуфти, що включає маточину 1, до якої болтами 13 закріплено ведучий фланець 2, в якому рівномірно по колу встановлено знімні лунки 11, та веденої півмуфти, яка складається з цапфи 8, на якій розташовано з можливістю осьового зміщення диск з отворами під елементи зачеплення 3 та з можливістю осьового зміщення та радіального повертання торцевий диск 4. Півмуфти взаємодіють між собою через опорний підшипник 12 та лунки 11, в контакт з якими знаходяться конічні стержні 9 та кульки 10 які виконані відповідно з пружного матеріалу чи металу і розташовано по чергово в отворах диска 3. Величина передачі обертального моменту регулюється натягом пружини стиску 5 гайками 6, 7. У середині цапфи 8 розташовано механізм плавного пуску, що складається з вала 15 на якому кріпиться пружина кручення 17 та втулка 14.

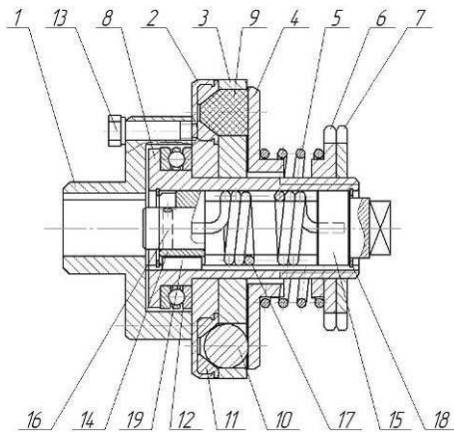


Рис. 1. Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра з плавним пуском

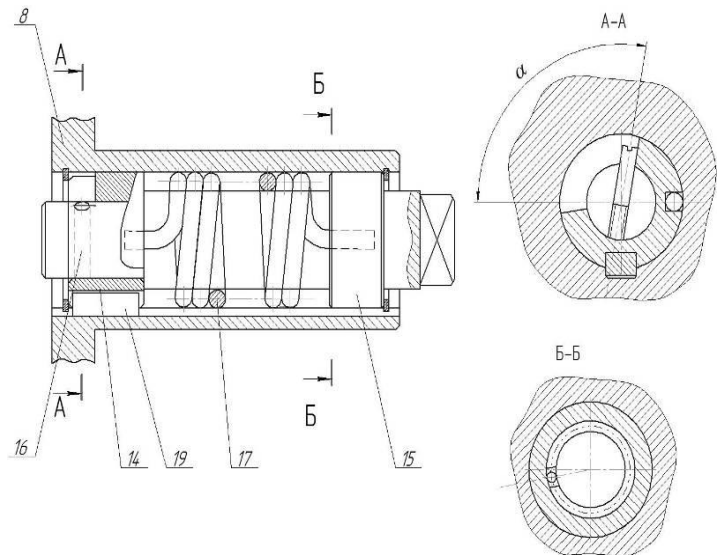


Рис. 2. Штифтове рухоме з'єднання пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра працює наступним чином. При пуску приводу (на рисунку не показаний) обертовий момент передається з маточини 1 через ведучий фланець 2, знімні лунки 11, на конічні стержні 9 та кульки 10, а з них на диск 3, цапфу 8. Конструктивно втулка 14 від цапфи 8 через шпонку 19 передає крутний момент плавно скручуючи пружину 14 валу 15. Коли момент кручення

досягне певного значення і кінці пружина обернуться на певний кут тоді втулка 14 спрацює з штифтом 16, що жорстко закріплений на валі 15. В свою чергу на кінці вала 15 виконано хвостовик, який можна агрегувати із шнеком (на рисунку не показаний) для передачі обертового моменту.

Введення кульок чи стержнів з пружного матеріалу та пружини скручування в конструкцію пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра забезпечує плавний запуск шнека гнучкого гвинтового конвеєра під час пуску приводу та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження.

Нами розроблено методику конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра, згідно якої механізм плавного пуску муфти проектується в такій послідовності:

- проводиться розрахунок параметрів пружини пуску;
- виконується розрахунок шпонки;
- здійснюється розрахунок штифта.

Дана методика передбачає використання загальновідомих формул конструктивно-силового розрахунку деталей машин.

З метою проведення експериментальних досліджень ефективності функціонування пружно-запобіжної муфти з плавним пуском гнучкого гвинтового конвеєра нами проведено практичний розрахунок параметрів механізму плавного пуску муфти, розрахункову схему якого представлено на рисунку 3.

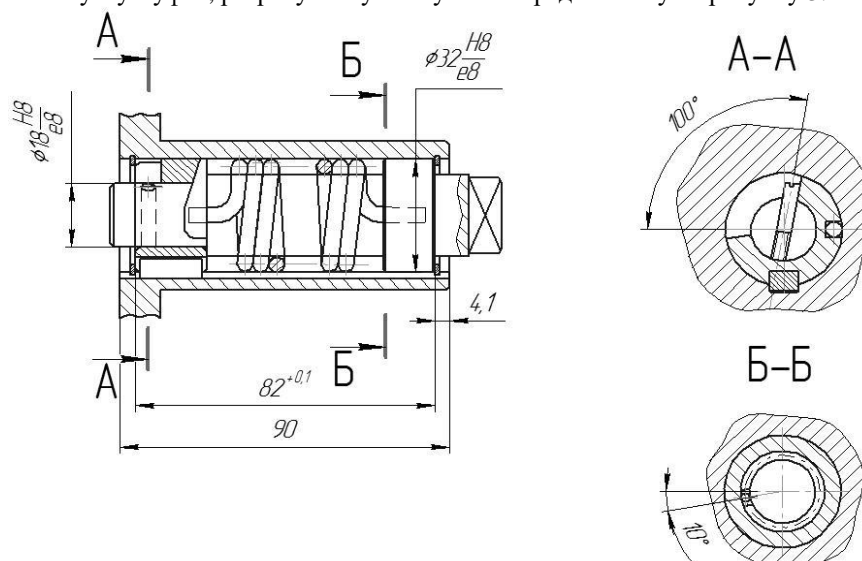


Рис. 3. Робоче креслення механізму плавного пуску муфти

При цьому розрахунок пружини кручення механізму плавного пуску представлено на рис. 4, а схему розрахунку шпонки на рисунку 5.

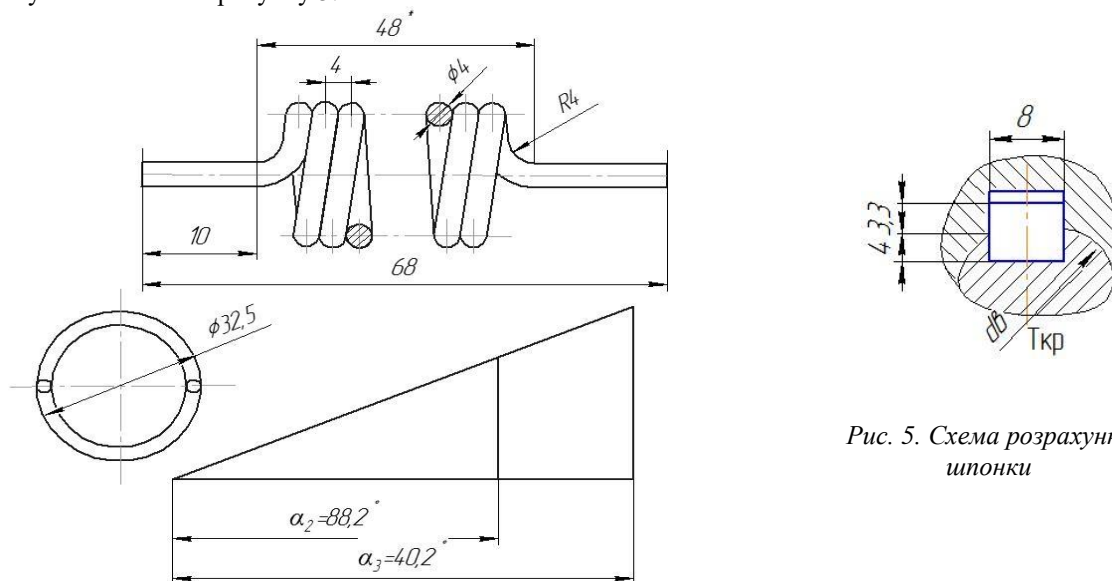


Рис. 4. Пружина кручення механізму плавного пуску

Рис. 5. Схема розрахунку шпонки

У такому випадку момент пружини кручення  $M_r$  розраховується за формулою:

$$M_r = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot [\sigma_{3z}]}{32 \cdot K} = \frac{\pi \cdot 4^3 \cdot 700}{32 \cdot 1,12} = 3,925 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{де } K = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} = \frac{4 \cdot 7,13 - 1}{4 \cdot 7,13 - 4} = \frac{27,5}{24,5} = 1,12 \quad C = \frac{D_0}{d} = \frac{28,5}{4} = 7,13$$

Кут закручування пружини кручення при  $M_r$  розраховується за формулою:

$$\alpha_r = \frac{1,8 \cdot C \cdot [\sigma_{3z}] \cdot n}{1000 \cdot K} = \frac{1,8 \cdot 7,13 \cdot 700 \cdot 11}{1000 \cdot 1,12} = 88,2^\circ$$

Тоді для прикладу вибираємо пружина зі сталі Сталь 60С2А ГОСТ 14963–69:

$$d = 4 \text{ мм}; D_0 = 28,5 \text{ мм}; n = 11; [\sigma_{3z}] = 1,25; [\tau_3] = 1,25 \cdot 56 = 700 \text{ Мпа}.$$

Максимальний момент  $M_3 = 1,25 M_r = 1,25 \cdot 3,9 = 4,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Найбільший кут закручування  $\alpha_3 = 1,25 \alpha_r = 1,25 \cdot 88,2 = 110,2^\circ$

Після цього проводимо розрахунок шпонки, що представлено на рис.4:

Приймаємо такі параметри для розрахунок шпонки

$$T_{кр} = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}; [\sigma_{3м}] = 100 \text{ Мпа};$$

Шпонка  $b \times h \times l_0 = 8 \times 7 \times l_0$ ;  $d_e = 32 \text{ мм}$ .

$$\sigma_{3м} = \frac{2T_{кр}}{d_e \cdot l_0 (h - t_1)} \leq [\sigma_{3м}] \rightarrow l_0 \geq \frac{2T_{кр}}{d_e \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{3м}]} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{32 \cdot (7 - 4) \cdot 100} = 2,08$$

Приймаємо  $l_0 = 16 \text{ мм}$ .

Схеми розрахунку штифта та вала, ослабленого отвором під штифт, представлено рис. 6, рис. 7.

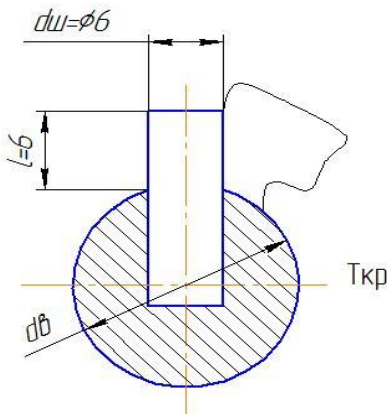


Рис. 6. Схема розрахунку штифта

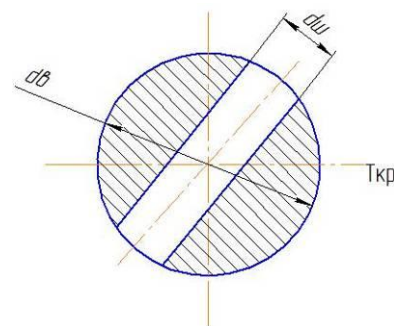


Рис. 7. Схема вала ослабленого отвором під штифт

Приймаємо такі параметри для розрахунку штифта

$$T_{кр} = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}; d_{ш} = 6 \text{ мм}; l = 6 \text{ мм};$$

$$[\sigma_{3z}] = 214 \text{ МПа}; [\tau_{зр}] = 248 \text{ МПа}; [\sigma_{3м}] = 100 \text{ МПа}; d_e = 18 \text{ мм}.$$

3 умови міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{T_{кр} \cdot 2 \cdot 4}{d_e \cdot \pi d_m^2} \leq [\tau_{зр}] \rightarrow d_{ш} \geq \sqrt{\frac{8T_{кр}}{\pi \cdot d_e [\tau_{зр}]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10 \cdot 10^3}{\pi \cdot 18 \cdot 248}} = 2,39 \text{ мм}$$

Приймаємо 6 мм.

Перевірка на згинання

$$\sigma_{3z} = \frac{M_{3z}}{W_0} = \frac{T_{кр} \cdot l \cdot 32}{\left(\frac{d_e}{2} + l\right) \cdot \pi d_{ш}^3} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 6 \cdot 32}{(9 + 6) \cdot \pi \cdot 6^3} = 188,7 \text{ МПа} < [\sigma_{3z}] = 214 \text{ Мпа}$$

Перевірка на зминання

$$\sigma_{3м} = \frac{T_{кр}}{\left(\frac{d_e}{2} + \frac{l}{2}\right) \cdot l \cdot d_{ш}} = \frac{10 \cdot 10^3}{\left(9 + \frac{6}{2}\right) \cdot 6 \cdot 6} = 23,2 \text{ Мпа} < [\sigma_{3м}] = 100 \text{ Мпа}$$

Розрахунок на кручення вала 18, ослабленого отвором під штифт рисунку 7.

$$T_{кр} = 10 \text{ МПа}; d_{ш} = 6 \text{ мм}; d_e = 18 \text{ мм}; [\tau_{кр}] = 128 \text{ МПа.}$$

Полярний момент опору перерізу (Павлище, с.51):

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_e^3 \left(1 - 0,9 \frac{d_{ш}}{d_e}\right)}{16}$$

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_p} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 18^3 \left(1 - 0,9 \frac{6}{18}\right)} = 13,1 \text{ МПа} < [\tau_{кр}] = 128 \text{ МПа}$$

В результаті проведеного практичного розрахунку параметрів механізму плавного пуску муфти та конструктивно-силового розрахунку її елементів розчеплення [7] нами розроблено конструкторсько-технологічну документацію на виготовлення пружно-запобіжної муфти з плавним пуском гнучкого гвинтового конвеєра, на базі якої було виготовлено експериментальний взірець муфти зі змінними елементами плавного пуску, демпфування і зачеплення (рис. 8) і успішно проведено експериментальні дослідження (рис. 9).



а)



б)

Рис. 8. Досліджувана пружно-запобіжна муфта з плавним пуском:  
а) загальний вигляд; б) вигляд муфти в розібраному вигляді

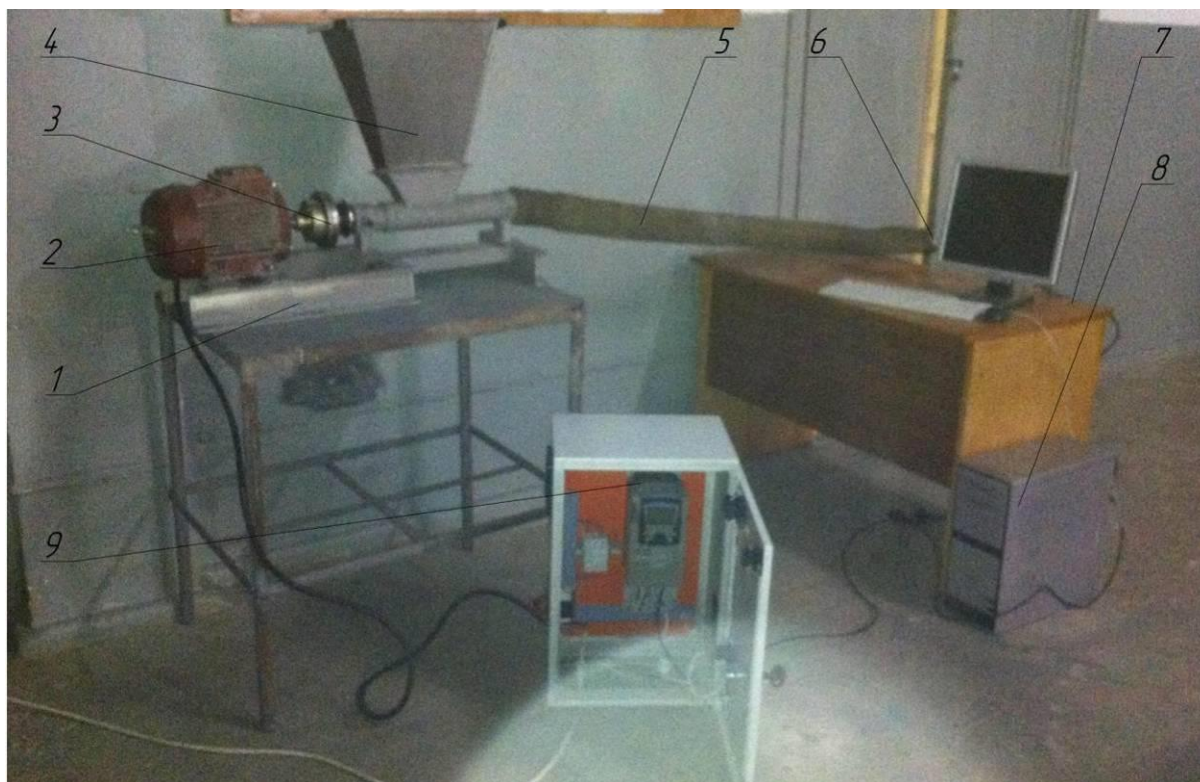


Рис. 9. Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження привода гнучкого гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою з плавним пуском

**Висновок.** На основі проведених розрахунків запропонована і виготовлена конструкція пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра, яка окрім запобіжних дозволяє за рахунок демпфувальних і пружних властивостей забезпечувати плавний запуск шнека під час пуску приводу і зниження різкості зміни навантажень на нього під час експлуатації та перевантажень.

#### Список використаної літератури:

1. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / І.Гевко, Ю.Паливода, Т.Дубиняк та ін. // Вісник НУВГП. – 2016. – № 3 (75). – С. 256–265.
2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів : вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
3. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования : справочник / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив. – Киев : Техника, 1992. – 72 с.
4. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш, О.А. Реховский. – Машиностроение, 1974. – 352 с.
5. Рогатинський Р.М. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2012. – № 3 (67). – С. 197–210.
6. Тепинкичев В.К. Предохранительные устройства от перегревки станков / В.К. Тепинкичев. – М. : Машиностроение, 1964. – 157 с.
7. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches. INMATEH – Agricultural Engineering / I.V. Lutsiv, Iv.B. Hevko, O.L. Lyashuk, T.S. Dubynyak // Polytechnic University of Bucharest. – 2017. – Vol. 51, № 1, Pp. 69–76.
8. Loveykin V. Screw feeder: optimization of motion modes considering that the moments of resistance forces change under linear law / V.Loveykin, A.Javors'ka // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2012. – Vol. 14, No. 3. – Pp. 40–46.

#### References:

1. Gevko, I., Palyvoda, Ju., Dubynjak, T. and others (2016), «Vzajemozv'jazok konstruktyvnyh harakterystyk gvyntovyh i zahysnyh mehanizmv vid harakteru navantazhennja», *Visnyk NUVGP*, No. 3 (75), pp. 256–265.
2. Malashhenko, V.O. (2006), *Mufty pryvodiv. Konstrukcii' ta pryklady rozrahunkiv*, Vyd-vo Nac. un-tu «L'vivs'ka politehnika», L'viv, 196 p.
3. Nagornjak, S.G. and Luciv, I.V. (1992), *Predohranitel'nye mehanizmy metaloobrabatyvajushhego oborudovanija*, spravochnik, Tehnika, Kiev, 72 p.
4. Poljakov, V.S., Barabash, I.D. and Rehovskij, O.A. (1974), *Spravochnik po muftam*, Mashinostroenie, Moskva, 352 p.
5. Rogatyns'kyj, R.M. and Gevko, I.B. (2012), «Model' konstrujannja i vyboru gvyntovyh konvejeriv z rozshyrenymy tehnologichnymy mozhlyvostjamy», *Visnyk TNTU*, No. 3 (67), Ternopil', pp. 197–210.
6. Tepinkichiev, V.K. (1964), *Predohranitel'nye ustrojstva ot peregrevky stankov*, Mashinostroenie, Moskva, 157 p.
7. Lutsiv, I.V., Hevko, Iv.B., Lyashuk, O.L. and Dubynyak, T.S. (2017), «Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches. INMATEH – Agricultural Engineering», *Polytechnic University of Bucharest*, Vol. 51, No. 1, pp. 69–76.
8. Loveykin, V. and Javors'ka, A. (2012), «Screw feeder: optimization of motion modes considering that the moments of resistance forces change under linear law», *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, Vol. 14, No. 3, pp. 40–46.

**Дубиняк Тарас Степанович** – старший викладач кафедри приладів і контрольно-вимірювальних систем Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– дослідження деталей машин.

E-mail: d\_taras@ukr.net.

Стаття надійшла до редакції 02.10.2017.