



ISSN 1819-432X print / ISSN 1993-3495 online

СУЧАСНЕ ПРОМИСЛОВЕ ТА ЦИВІЛЬНЕ БУДІВНИЦТВО  
СОВРЕМЕННОЕ ПРОМЫШЛЕННОЕ И ГРАЖДАНСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО  
MODERN INDUSTRIAL AND CIVIL CONSTRUCTION

ТОМ 4, №3, 2008, 161-167

УДК 69.057.7:621.867

## ПУЛЬСУЮЧА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ СЕРВОПРИВОДУ СТАБІЛІЗАЦІЇ СТРІЧКИ НА БАРАБАНІ КОНВЕЙЄРА

**О. В. Гаврюков**

*Донбаська Національна Академія Будівництва і Архітектури*

*вул. Державіна 2, 86123, м. Макіївка, Україна.*

*e-mail: Gavrukoff@rambler.ru.*

*Отримана 23 вересня 2008; прийнята 27 вересня 2008.*

**Анотація.** Створення нових транспортуючих машин постійно ставить завдання пов'язані з оптимізацією і вдосконаленням методів їх розрахунку. Однією з таких машин є стрічковий конвеєр, що працює при змінній довжині. Під час подовження такого конвеєра виникає непередбачуваний розворот обвідного барабана, який переміщається, що приводить до сходу стрічки з середньої його частини. У зв'язку з цим виникає необхідність в створенні коректувальних пристроїв для центрування стрічки на барабані, що переміщається. Умови роботи стрічкового конвеєра далекі від ідеальних, тому найбільш надійною системою автоматичного центрування стрічки в даних умовах може бути гідравлічний пульсуючий пристрій контролююче положення стрічки на барабані під час подовження працюючого конвеєра. Розглянута система автоматичного управління гідравлічного сервоприводу, що працює в пульсуючому режимі. Коректувальний пристрій у вигляді пульсатора системи автоматичного управління виконує функцію негативного зворотного псевдозв'язку. Пульсаційний режим, що має місце при роботі пристрою, називають ковзаючою, необхідною умовою виникнення якого є велика швидкість наростання сигналу зворотного псевдозв'язку в порівнянні з швидкістю зміни вихідної величини. Приведена структурна і параметрична ідентифікація.

**Ключові слова:** система автоматичного управління, пульсуючий режим, гідравлічний сервопривід, стрічковий конвеєр.

## ПУЛЬСИРУЮЩАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ СЕРВОПРИВОДА СТАБИЛИЗАЦИИ ЛЕНТЫ НА БАРАБАНЕ КОНВЕЙЕРА

**А.В. Гаврюков**

*Донбасская Национальная Академия Строительства и Архитектуры*

*ул. Державина 2, 86123, г. Макеевка, Украина.*

*e-mail: Gavrukoff@rambler.ru.*

*Получена 23 сентября 2008; принята 27 сентября 2008.*

**Аннотация.** Создание новых транспортирующих машин постоянно ставит задачи, связанные с оптимизацией и совершенствованием методов их расчета. Одной из таких машин является ленточный конвейер, работающий при изменяющейся длине. Во время удлинения такого конвейера возникает непредсказуемый разворот обводного барабана, который перемещается, что приводит к сходу ленты со средней его части. В связи с этим возникает необходимость в создании корректирующих устройств для центрирования ленты на перемещающемся барабане. Условия работы ленточного конвейера далеки от идеальных, поэтому наиболее надежной системой автоматического центрирования ленты в данных условиях может являться гидравлическое пульсирующее устройство контролирующее положение ленты на барабане во время удлинения работающего конвейера. Рассмотрена система автоматического управления гидравлического сервопривода, работающего в пульсирующем режиме. Корректирующее устройство в виде пульсатора системы автоматического управления выполняет функцию отрицательной обратной псевдосвязи. Пульсационный режим, имеющий место при работе устройства,

называют скользящим, необходимым условием возникновения которого является большая скорость нарастания сигнала обратной псевдосвязи по сравнению со скоростью изменения выходной величины. Приведена структурная и параметрическая инденсификация.

**Ключевые слова:** система автоматического управления, пульсирующий режим, гидравлический сервопривод, ленточный конвейер, работающий при изменяющейся длине.

## PULSATING SERVOBAND CONTROL OF THE BELT STABILIZATION ON THE CONVEYER REEL

A.V. Gavryukov

*Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture*

*Derzhavin str. 2, 86123, Makeyevka, Ukraine.*

*e-mail: Gavrukoff@rambler.ru.*

*Received 23 September 2008; accepted 27 September 2008.*

**Abstract.** The new conveying devices invention requires constantly optimization and perfection of their calculation methods. One of them is the belt conveyer of changeable length. In the process of conveyer elongation the unpredictable pulley turning of encircling reel which occurs. Which is transposing and this is the reason of belt leaving in the middle part. In this connection it is necessary to invent corrective devices for the belt alignment on the transposing reel. The belt conveyer operating conditions are far from being normal, that's why the hydraulic pulsating device for belt position control on the reel in the process of conveyer elongation is considered to be the most reliable automatic belt. There has been examined the automatic hydraulic pulsating servo band control system. The pulser of automatic control system performs the function of negative pseudo connection. Pulsating regime taking place is called zero- while operating overshoot response, the high speed signal of pseudo connection increases on the comparison mentioned conditions. There has been given the structural and parametric intensification.

**Key words:** automatic control system, pulsating mode, hydraulic servo band belt conveyer, operating with changeable length.

### Актуальность работы

Для проведения горных выработок в горной промышленности применяют ленточные конвейеры, работающие при изменяющейся длине [1]. Перемещение концевой станции такого ленточного конвейера приводит к постоянному и непредсказуемому сходу ленты на концевом барабане. Похожая ситуация возникает при работе забойного ленточного конвейера роторного экскаватора поперечного копания с телескопической стрелой [1,2].

Наиболее распространенным методом центрирования ленты на барабане является регулировка положения его оси в горизонтальной плоскости, регламентируемая ГОСТ 28628-90 [3]. Однако существующий метод в данной ситуации не приемлем, так как не предусматривает регулирование положения ленты на барабане при постоянном перемещении концевой станции работающего конвейера.

Автором была предложена конструкция концевой станции со стабилизационной, пульсирующей системой автоматического управления сервопривода, обеспечивающей центрирование ленты на барабане [1]. Система автоматического управления сервоприводом представлена на (рис.1).

### Цель работы

Развитие научных основ пульсирующих систем управления сервопривода, используемых в центрирующих устройствах положения ленты на барабане конвейера, работающего при изменяющейся длине.

### Задачи

Рассмотреть принцип работы пульсирующей системы управления сервоприводом, составить

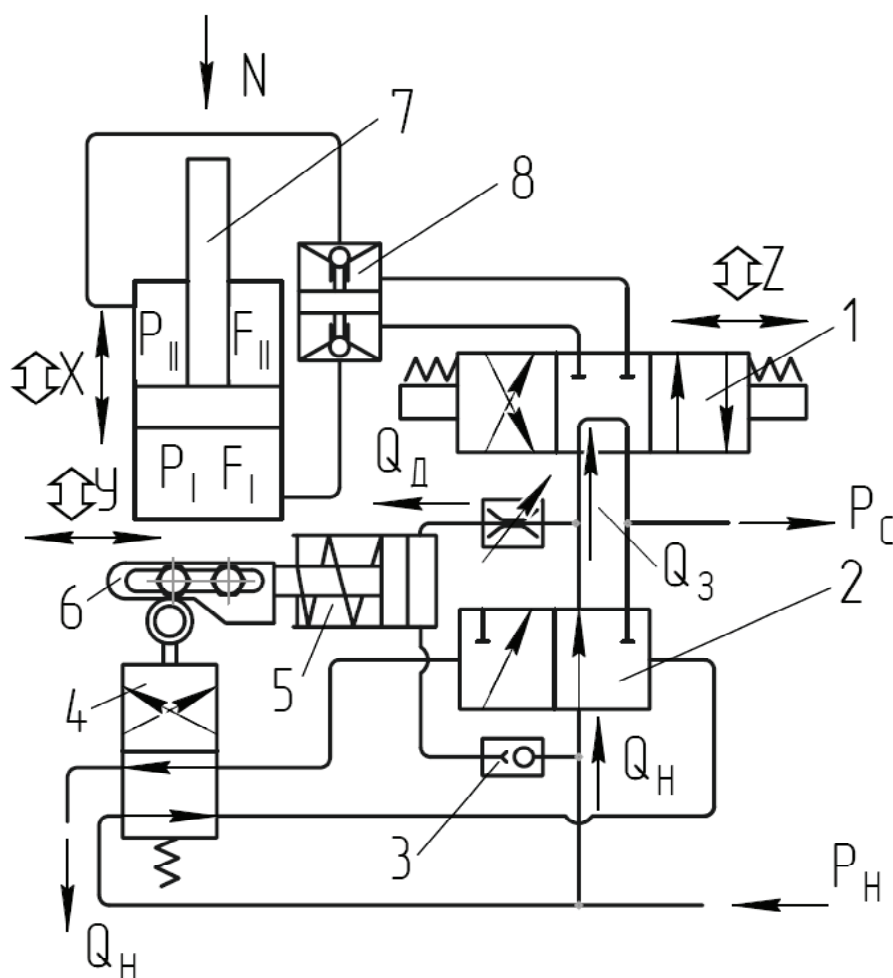


Рис. 1. Принципиальная схема системы автоматического управления гидравлического сервопривода.

передаточную функцию корректирующего устройства, сделать выводы, касающиеся структурной и параметрической инденсификации.

### Основное содержание и результаты работы

Принцип работы такой системы управления состоит в следующем.

При отсутствии сигнала ( $z = 0$ ) на входе чувствительного элемента 1, в качестве которого используют трехпозиционный золотниковый распределитель, система находится в равновесном состоянии. Масло через сливную магистраль и элемент 1 поступает в маслобак. Двухпозиционный золотниковый распределитель 2 находится в исходном состоянии, пропуская через себя масло к элементу 1.

В результате нарушения равновесного со-

стояния ( $\Delta z \neq 0$ ) в системе автоматического управления на вход элемента 1 поступает сигнал, в результате чего его шток перемещается на величину  $\Delta z$ . При этом магистраль подвода через элемент 1 и гидрозамок 8 соединяется с сервоприводом 7. Давление в гидросистеме возрастает до значения  $P_{II}$ , в результате чего, вместе с движением поршня сервомотора 7 перемещается преодолевая усилие пружины, поршень гидроцилиндра 5. Площадь проходного сечения регулируемого дросселя 9 обуславливает время рабочего хода поршня гидроцилиндра, связанного с величиной хода и скоростью перемещения поршня сервопривода.

Переместившись на величину рабочего хода  $\Delta u$  шток гидроцилиндра с фигурной планкой 6 переключает золотник 2, отключая сервопривод 7 и предотвращая тем самым раз-

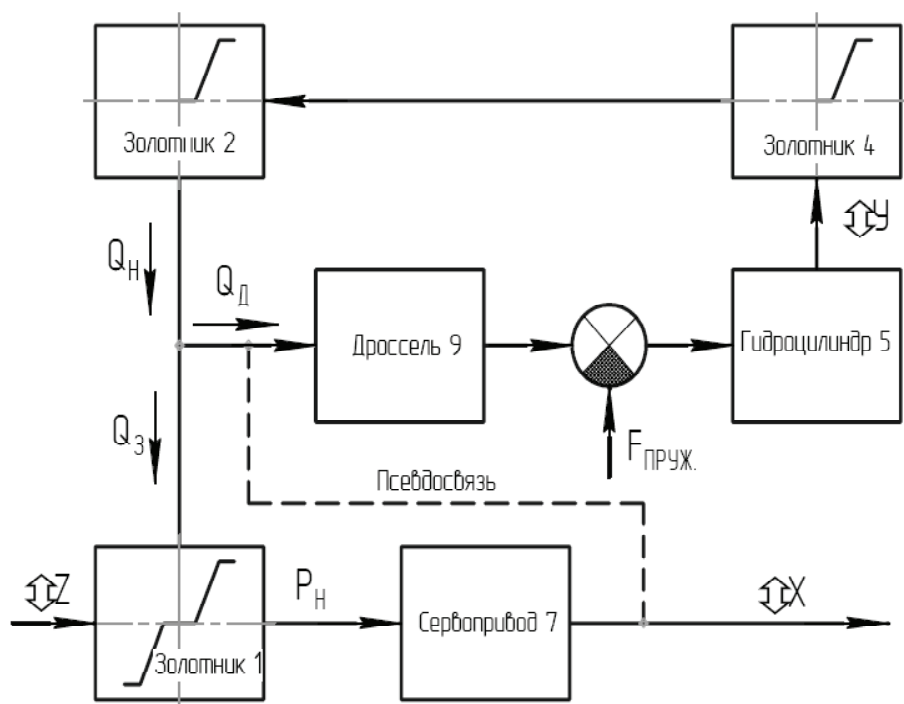


Рис. 2. Функционально-структурная схема системы автоматического управления гидравлического сервопривода.

вление возможных автоколебаний в системе.

После того как давление масла в напорной магистрали снижается до давления  $P_c$  открывается обратный клапан 3 и поршень гидроцилиндра под действием пружины начинает вытеснять масло из поршневой полости до момента включения в исходное состояние золотника 4 и золотника 2. Если при этом в система автоматического управления не устанавливается равновесное состояние, то цикл повторяется.

Составим дифференциальное уравнение перемещения поршня гидроцилиндра и определим передаточную функцию корректирующего устройства, состоящего из гидроцилиндра 5, дросселя 9 и золотниковых распределителей 2, 4 (рис.2.). Массу, ускорение поршней сервопривода 7 и гидроцилиндра 5 можно при рассмотрении не учитывать [4].

Без существенных погрешностей можно также считать, что при движении поршня сервопривода выполняется условие неразрывности потока рабочего тела, которое устанавливает связь между секундным расходом, идущим на заполнение объема освобождающегося при движении поршня и расходом через проходное сечение с помощью золотника 1.

При перемещении поршней сервопривода и гидроцилиндра в системе возникает поток

масла от маслососа с расходом

$$Q_H = Q_3 + Q_D \quad (1)$$

где:  $Q_3$  - расход потока масла через золотниковый распределитель 1 к сервоприводу 7,  $Q_D$  - расход потока масла через регулируемый дроссель 9 к гидроцилиндру 5.

За время  $dt$  изменение расхода масла у гидроцилиндра 5 составит

$$\Delta Q_D = \frac{d\Delta V}{dt} = \Delta Q_H - \Delta Q_3 \quad (2)$$

где:  $\Delta V$  - приращение объема масла в гидроцилиндре,  $\Delta Q_H$  - приращение расхода масла в напорной магистрали от насоса,  $\Delta Q_3$  - приращение расхода масла в магистрали силового цилиндра.

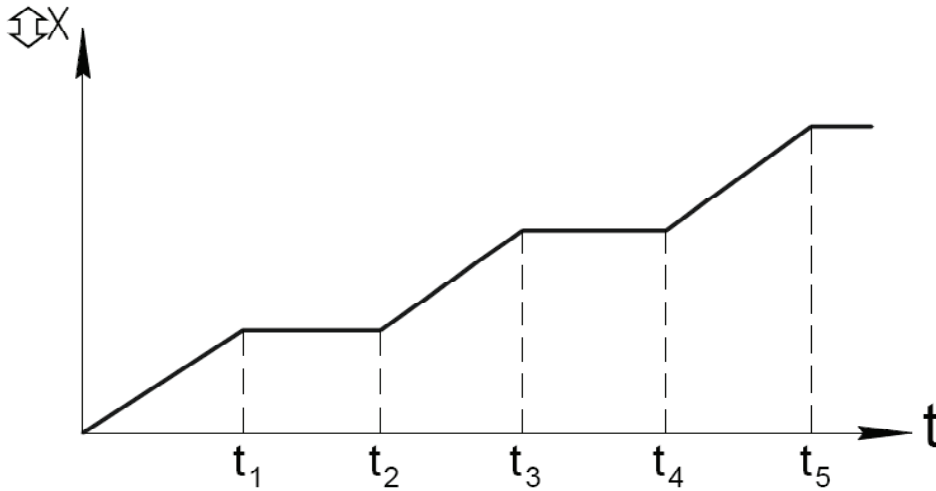
Изменение объема гидроцилиндра, связанного с перемещением его поршня  $\Delta y$ , потому

$$d\Delta V = f \cdot d\Delta y \quad (3)$$

где:  $f$  - площадь поршня гидроцилиндра.

Расход масла через золотниковый распределитель является функцией двух аргументов  $Q_3 = Q_3(P, z)$ . Расход масла в напорной магистрали (общий) есть функция одного аргумента  $Q_H = Q_H(P)$ .

Определим частные производные  $Q_H$  и  $Q_3$  и, подставив уравнение (3) в уравнение (2), получим:



**Рис. 3.** График изменения выходной величины системы автоматического управления гидравлического сервопривода во времени.

$$f \frac{d\Delta y}{dt} = \left( \frac{\partial Q_3}{\partial P} - \frac{\partial Q_3}{\partial P} \right) \Delta P - \frac{\partial Q_3}{\partial z} \Delta z \quad (4)$$

откуда:

$$T \frac{d\Delta y}{dt} + k \cdot \Delta P = \Delta z \quad (5)$$

Уравнение статического равновесия цилиндра имеет вид

$$P_r \cdot f - c \cdot y = 0 \quad (6),$$

где:  $P_r$  - давление в полости гидроцилиндра,  $c$  - жесткость пружины.

В соответствии с уравнением (6) можно записать

$$\Delta P = \frac{\Delta y \cdot c}{f} \quad (7)$$

Приведем уравнение (5) к одной выходной величине и получим

$$T \frac{d\Delta y}{dt} + \frac{k \cdot c}{f} \Delta y = \Delta z \quad (8)$$

Перемещение золотника согласно рекомендациям [4]

$$\Delta z = \frac{d\Delta x}{dt} T_C \quad (9),$$

где:  $T_C$  - постоянная времени сервопривода.

Для случая выдвигания штока поршня сервопривода

$$T_C = \sqrt{\frac{\gamma (F_1^3 + F_{II}^3)}{2g (F_1 P_H - F_{II} P_C - N) a^2 \mu_3^2}} \quad (10),$$

где:  $\mu_3$  - коэффициент истечения через золотниковый распределитель 1,  $g$  - ускорение свободного падения,  $\gamma$  - удельный вес рабочего тела,  $F_I$  - площадь поршня,  $F_{II}$  - площадь поршня без учета площади штока,  $N$  - сила сопротивления,  $P_H$  - рабочее давление маслоснабсателя,  $P_C$  - давление масла в линии слива.

После преобразований уравнение (8) примет вид

$$k_1 = \frac{d\Delta y}{dt} + k_2 \Delta y = \frac{d\Delta x}{dt} \quad (11)$$

$$k_1 = \frac{f}{T_C \left( -\frac{\partial Q_3}{\partial z} \right)} \quad (12)$$

$$k_2 = \frac{c}{f \cdot T_C} \frac{\left( \frac{\partial Q_3}{\partial P} - \frac{\partial Q_H}{\partial P} \right)}{\left( -\frac{\partial Q_3}{\partial z} \right)} \quad (13)$$

Передаточная функция корректирующего устройства имеет вид

$$W(P) = \frac{T_1 P}{T_2 P + 1} \quad (14)$$

$$T_1 = \frac{1}{k_2} \quad (15)$$

$$T_2 = \frac{k_1}{k_2} \quad (16)$$

Определим постоянные времени  $T_1$  и  $T_2$ .

При движении поршня сервопривода расход масла через золотниковый распределитель в случае выдвижения штока поршня определяется

$$Q_3 = z \cdot a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_1)} \quad (17),$$

где:  $P_1, P_2$  - давление соответственно в поршневой и штоковой полостях сервопривода.

Из условия неразрывности потока в поршневой и штоковой полостях сервопривода можно записать

$$Q_3 = z \cdot a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_{II} - P_C)} \quad (18)$$

Конструктивно площадь проходного сечения золотникового распределителя 1 в линии подвода равна площади проходного сечения отвода масла.

Из уравнения (17) и (18) следует соответственно:

$$P_1 = -\frac{Q_3^2 \cdot \gamma}{2g \cdot z^2 \cdot a^2 \cdot \mu_3^2} + P_H \quad (19)$$

$$P_{II} = \frac{Q_3^2 \cdot \gamma}{2g \cdot z^2 \cdot a^2 \cdot \mu_3^2} + P_C \quad (20)$$

Движению поршня сервопривода при выдвижении штока поршня соответствует уравнение

$$F_1 P_1 - F_{II} P_{II} - N = 0 \quad (21)$$

После подстановки (20) и (19) в (21) имеем

$$Q_3 = z \cdot a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\mu} \frac{F_1 P_H - F_{II} P_C - N}{F_1 + F_{II}}} \quad (22)$$

$$\frac{\partial Q_3}{\partial z} = a \cdot \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\mu} \frac{F_1 P_H - F_{II} P_C - N}{F_1 + F_{II}}} \quad (23)$$

$$\frac{\partial Q_3}{\partial P} = -\frac{z \cdot a \cdot \mu_3}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_1)}} \quad (24)$$

Определим расход масла через регулируемый дроссель (пружина гидроцилиндра работает на сжатие)

$$Q_d = \chi \cdot \mu_d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_r)} \quad (25)$$

где:  $\chi$  - площадь проходного сечения регулируемого дросселя,  $\mu_d$  - коэффициент расхода дросселя.

Из уравнения (6) следует

$$P_r = \frac{c \cdot y}{f} = \frac{E_{ПП}}{f} \quad (26),$$

где:  $E_{ПП}$  - сила сжатия пружины

$$\frac{\partial Q_H}{\partial P} = -\left( \frac{z \cdot a \cdot \mu_3}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_1)}} + \frac{\chi \cdot \mu_d}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_r)}} \right) \quad (27)$$

$$\left( \frac{\partial Q_3}{\partial P} - \frac{\partial Q_H}{\partial P} \right) = -\frac{\chi \cdot \mu_d}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P_r)}} \quad (28)$$

Подставив уравнение (10), (23), (26), (28) в уравнение (15) и уравнение (15) в уравнение (28), (26) в уравнение (16) получим

$$T_1 = -\frac{f}{c \cdot f \cdot \mu_d} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{\left( P_H - \frac{E_{ПП}}{f} \right) (F_1^3 + F_{II}^3)}{F_1 + F_{II}}} \quad (29)$$

$$T_2 = \frac{f^2}{c \cdot \chi \cdot \mu_d} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \left( P_H - \frac{E_{ПП}}{f} \right)} \quad (30)$$

Структурная индексификация передаточной функции корректирующего устройства позволяет сделать вывод, что корректирующее устройство в виде пульсатора выполняет функцию отрицательной обратной псевдосвязи (на рис.2 эта обратная связь показана пунктиром), обеспечивающая системе пульсирующий режим (рис.3). Суть последнего состоит в следующем. Выходная величина сервопривода будет изменяться до момента времени  $t_1$ . После того как поршень переместится, переставив тем самым золотники 4 и 2 в новое положение, подача масла к сервоприводу прекратится и, он будет находиться в состоянии покоя до момента времени  $t_2$ . За отрезок времени  $(t_2 - t_1)$  гидроцилиндр

займет исходное положение и, если выходная величина сервопривода опять начнет изменяться (до момента  $t_3$ ), то процесс будет повторяться.

Такой пульсирующий режим называется скользящим, необходимым условием возникновения которого является большая скорость нарастания сигнала обратной псевдосвязи по сравнению со скоростью изменения выходной величины.

Структурная и параметрическая инденсификация корректирующего устройства позволяет существенно облегчить процесс синтеза стабилизирующего устройства положения ленты на концевом барабане при проектировании и создании системы автоматического управления с гидравлическим сервоприводом.

## Литература

1. А.В. Гаврюков. Теория и практика использования ленточных конвейеров, работающих при изменяющейся длине. – Макеевка: ДонНАСА, 2007. – 119 с
2. А.В. Гаврюков. Роторный экскаватор поперечного копания с телескопической стрелой. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Вып.32. С. 69-74.
3. ГОСТ 28628 - 90 . Конвейеры шахтные ленточные. Общие технические условия ; Введ. 1.01.91. -М.: Изд-во стандартов, 1990 . - 16 с.
4. В.И.Крутов, И.П.Спорыш, В.Д.Юношев. Основы теории автоматического регулирования. М.: 1969г.
5. В.Ю.Каганов, Г.М.Глинков, М.Д.Климовитский, А.К.Климушкин. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования. М.: 1968г.

**Гаврюков Олександр Володимирович** к.т.н., працює доцентом кафедри «Підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання» Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: основи теорії стрічкових конвеєрів з параметрами довжини і поперечного перетину стрічки, що змінюються, машини для земляних робіт, системи автоматичного проектування машин і механізмів.

**Гаврюков Александр Владимирович** к.т.н., работает доцентом кафедры «Подъемно-транспортных, строительных, дорожных, мелiorативных машин и оборудования» Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: основы теории ленточных конвейеров с изменяющимися параметрами длины и поперечного сечения ленты, машины для земляных работ, системы автоматического проектирования машин и механизмов.

**Gavryukov Alexander Vladimirovich** candidate of technical sciences, the assistant professor of the chair of «the Lifting-transport, Building, Road, Meliorative Machines and Equipment» of the Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: the theory bases of band conveyers with the changing length parameters and transversal section of the band, machines for earthworks, system of the automatic design of machines and mechanisms.