

Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

Міністерство освіти і науки України

ДВНЗ «Криворізький національний університет»

Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

БЕШТА ДМИТРО ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 658.52.011.56:[681.5:621.771.068]

ДИСЕРТАЦІЯ

АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ КЕРУВАННЯ ПЕРЕХІДНИМИ РЕЖИМАМИ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ НА ОСНОВІ ЇХ ІДЕНТИФІКАЦІЇ

05.13.07 – автоматизація процесів керування

15 – автоматизація та приладобудування

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 Д.О. Бешта

Науковий керівник **Куваєв Володимир Миколайович**, доктор технічних наук, професор

Кривий Ріг - 2019

АНОТАЦІЯ

Бешта Д.О. «Автоматизація процесів керування перехідними режимами змотування сортового прокату на основі їх ідентифікації». – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.13.07 «Автоматизація процесів керування» (15 – Автоматизація та приладобудування). – Виконана у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» МОН України, Дніпро, захист у ДВНЗ «Криворізький національний університет» МОН України, Кривий Ріг, 2019р.

Представлена робота присвячена вирішенню наукової задачі дослідження і розробки законів, методів, моделей та інших сучасних науково-технічних рішень з автоматизації процесу керування технологічними системами, взаємодіючими при змотуванні сортового прокату на моталках типу Гаррета, що запобігають локальному утягуванню профілю прокату на різних стадіях процесу змотування, і забезпечують високі якісні показники цього процесу. Розроблений комплекс науково-технічних рішень дозволяє забезпечити вимоги, що ставляться до товарної продукції: точність геометричних розмірів поперечного перерізу прокату, необхідна щільність змотування прокату в мотках, товарний вигляд мотків прокату.

У першому розділі проаналізовано процес отримання сортового прокату в мотках. Виявлено вплив систем, що у своїй взаємодії впливають на отримання мотка потрібної якості. Розглянуто особливості та проблеми процесу керування змотуванням сортового прокату на моталках типу Гаррета. Формалізовані завдання автоматизації процесу керування перехідними режимами змотування для запобігання локальних утягнень профілю прокату. Показано, що при змотуванні сортового прокату критерій керування має вигляд двостороннього обмеження натягу змотування на ділянці випускна кліть – моталка.

Встановлено, що найбільш критичними щодо обмежень величин натягу прокату є перехідні режими процесу змотування, а саме, процес захоплення прокату моталкою та процес переходу до намотування нового шару мотка.

У другому розділі запропоновані моделі та виконано аналітичні дослідження процесу захоплення моталкою прокату, механізму зриву витків при переході до змотування наступного шару, встановлені закономірності для автоматизованого керування цими процесами на основі ідентифікації точок зміни режимів при контролі параметрів об'єкту керування, виконано аналітичні дослідження процесу транспортування прокату трайбапаратом.

Аналіз процесу захоплення прокату моталкою дозволив виділити такі основні стадії: захід прокату в моталку, захоплення прокату столом моталки, захоплення прокату барабаном моталки.

Стадія заходу прокату в моталку починається з моменту виходу переднього торця прокату з укладальника і закінчується в момент торкання прокатом борту столу моталки. У цій стадії необхідно забезпечити таку швидкість обертання столу моталки, щоб лінійна швидкість поверхні столу в точці дотику з прокатом була мінімальною, але не менше лінійної швидкості прокату.

В результаті дослідження процесу захоплення прокату моталкою встановлено, що керування швидкістю обертання столу моталки має здійснюватися не в функції часу, а в функції довжини прокату, який зайшов в моталку, а закінчення процесу захоплення ідентифікується появою статичного струму навантаження моталки, рівного заданому значенню струму змотування.

Для встановлення закономірностей керування на основі яких запобігає зриву крайніх витків мотка досліджено процес переходу до намотування нового шару мотка прокату. В результаті досліджень встановлено, що висота точки переходу до намотування нового шару, при однаковому верхньому положенні укладальника, зміщується по висоті.

Встановлено, що подія «зриву витка» є наслідком зсуву точки переходу поточного і попереднього шарів відносно один одного та носить імовірнісний характер. Можливість зриву витка обумовлена відсутністю опори поточного витка в точці його переходу на новий шар на прокат попереднього шару, а сам зрив може бути ідентифікований по збільшенню швидкості моталки при верхньому положенні укладальника.

Встановлено, що для запобігання зриву витків необхідно, щоб кут повороту стола моталки після проходження укладальником фіксованої висоти підйому до його верхнього положення був менше такого ж кута повороту при намотуванні попереднього шару.

Запропоновано і обґрунтовано спосіб керування укладальником при досягненні їм крайнього положення, що забезпечує запобігання зриву витків, заснований на керуванні, по куту повороту барабана моталки, затримкою на переключення напрямку руху (реверсу) укладальника.

У роботі також були досліджені вплив трайбапарата на точність поперечних геометричних розмірів прокату в мотках і транспортуюча сила трайбапарата, яка виникає за рахунок малих обтиснень прокату.

Запропонована методика розрахунку транспортуючих зусиль трайбапарата при різній формі роликів при транспортуванні прокату до моталки.

Показано, що профільні ролики при тій же транспортуючій силі менше деформують прокат, а транспортуюча сила при інших рівних умовах тим більше, чим менше коефіцієнт випередження.

Наведені результати розрахунків показують, що доцільно підтримувати коефіцієнт випередження трайбапарата до захоплення прокату моталкою на рівні 5%, а не 10-15%, як прийнято зараз. Це забезпечує мінімальну величину деформації прокату при тій же транспортуючій силі трайбапарата.

Показано, що контроль якісного струму і швидкості обертання трайбапарата забезпечує повну параметричну ідентифікацію режиму транспортування прокату і забезпечує можливість автоматичного керування цим процесом.

У третьому розділі виконано експериментальні дослідження процесу змотування сортового прокату, як об'єкту керування; розроблена комплексна модель ділянки змотування сортового прокату, що включає математичну модель натягу прокату на ділянці випускна кліть – моталка і модель систем, що беруть участь у змотуванні сортового прокату; досліджено процес змотування прокату на моделі за різними способами керування.

При проведенні експериментальних досліджень були виявлені істотні коливання прогину прокату за випускною кліттю, що є непрямим свідченням коливання натягу прокату, який має суттєвий вплив на відхилення поперечних геометричних розмірів прокату в мотку.

У зв'язку зі складністю об'єкта керування і наявності перехресних зв'язків пошук методів стабілізації натягу проводився з використанням математичної моделі.

Аналіз структурної схеми показує, що єдиним способом непрямого контролю натягу прокату за випускною кліттю є величина прогину прокату. Проаналізовано два канали керування за стабілізацією прогину: корекція струму змотування та регулювання швидкості випускної кліті і встановлено, що найбільш дієвим каналом регулювання є регулювання швидкості випускної кліті.

Дослідження включали три основні режими керування:

- змотування в режимі стабілізації тільки струму моталки (за базовою схемою);
- змотування в режимі стабілізації струму моталки з його корекцією по відхиленню прогину прокату від заданої величини;
- змотування в режимі стабілізації струму моталки з корекцією швидкості обертання випускної кліті по відхиленню прогину прокату від заданої величини;

У результаті досліджень на моделі встановлено, що при відсутності контурів керування по стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть перехідний процес, викликаний реверсом укладальника і початком змотування наступного шару носить коливальний характер.

За результатами моделювання помітно що максимальна (пікова) величина питомого натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть у перехідному процесі, викликаного реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, істотно (у два рази) перевищує верхнє граничне значення пружно-пластичної деформації прокату з температурою, що відповідає температурі прокату на виході випускної кліті. Одночасно мінімальна величина питомого натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть у перехідному процесі лежить незначно вище

значення при якому забезпечуються необхідні значення вигину і прилягання прокату до поверхні мотка.

Дослідження на моделі показали, що завищення заданого струму моталки зв'язано з необхідністю безумовно забезпечити натяг прокату більше мінімально припустимого в перехідному процесі. Коливання питомого натягу прокату, викликаного ходом укладальника в межах одного шару змотування прокату є незначними (до 2 Н/мм^2) і не впливають на режим змотування.

Для підвищення динамічної точності стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-кліть було запропоновано використовувати зворотній зв'язок по натягу прокату на цій ділянці з оцінкою натягу по прогину прокату за кліттю. Величина натягу виражається через величину прогину.

При наявності контуру керування по стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції струму змотування перехідний процес, викликаний реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, також носить коливальний характер. Спостерігається зменшення амплітуд як верхньої так і нижньої напівхвиль коливань у середньому на 10-15%, що не забезпечує усунення утягнення профілю.

При наявності контуру керування по стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті перехідний процес, викликаний реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, перестає носити коливальний характер. Спостерігається зменшення амплітуди верхньої напівхвилі в два рази в порівнянні з випадком без контурів керування по стабілізації натягу прокату і повна відсутність нижньої напівхвилі перехідного процесу, що дозволяє знизити рівень завдання струму моталки без ризику погіршити якість змотування.

При наявності контуру керування по стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті і розбіжності значень заданого натягу прокату даного контуру і заданого натягу прокату струмом змотування фактичний сталий натяг прокату на ділянці моталка-випускна кліть буде визначатися заданим струмом моталки, а наявність контуру

стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті буде приводити до відхилення сталого значення швидкості обертання випускної кліті від заданого значення. Тому контур стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті повинен включатися тільки в момент реверса укладальника (початок змотування наступного шару) і відключатися по досягненню величиною натягу заданого граничного значення.

У четвертому розділі виконано: розробка структури системи керування взаємозалежними системами ділянки змотування сортового прокату, розробка системи керування укладальника моталки, розробка системи керування взаємозалежними системами ділянки моталок.

У результаті розробки і впровадження системи керування взаємозалежними системами ділянки змотування сортового прокату встановлене наступне:

- система керування взаємозалежними системами ділянки змотування сортового прокату повинна реалізовуватися як централізована система керування, що формує уставки і дискретні команди для локальних систем керування окремих механізмів, що беруть участь у змотуванні сортового прокату;

- для забезпечення плавного регулювання швидкості переміщення водила укладальника в широкому діапазоні швидкостей раціональним науково-технічним рішенням є застосування керуючого пристрою для укладальника з гідронасосом об'ємної дії, що приводиться в обертання асинхронним двигуном з векторним регулюванням швидкості обертання;

- вирівнювання швидкостей руху водила нагору і вниз при однаковій швидкості обертання електродвигуна насоса забезпечується врізанням у трубопровід, з'єднаний з нижньою порожниною гідроциліндра паралельно включених: регульованого клапана тиску і лінійного регульованого дроселя зі зворотніми клапанами. Настроюванням клапана тиску забезпечується вирівнювання швидкостей руху укладальника нагору і вниз при мінімальній швидкості руху водила, дроселем – при максимальній швидкості руху водила, а зворотні клапани

забезпечують вільне нагнітання масла в нижню порожнину гідроциліндра при русі водила укладальника нагору;

– насос керуючого пристрою для укладальника повинен вибиратися виходячи з забезпечення максимальної швидкості переміщення водила, а потужність електродвигуна – по забезпеченню його тривалої роботи при мінімальній швидкості руху водила;

– промислова експлуатація системи керування взаємозалежними системами ділянки змотування сортового прокату підтвердила коректність і ефективність отриманих у роботі науково-технічних результатів.

Реалізація запропонованих у роботі науково-технічних рішень забезпечується системою керування системами ділянки моталок.

До впровадження системи керування в момент захоплення ріст струму складав від 5 до 20% від номінального режиму, після – момент захоплення прокату моталкою не ідентифікувався. До впровадження системи керування ефект зриву витків спостерігався на кожному 3-5 мотку, після впровадження системи на 10-20 мотку (в залежності від профілерозміру).

Результати досліджень лягли в проектні рішення АСК моталок і термотрас моталок дрібносоротно-дротового стану 250 / 150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

Ключові слова: технологічний процес, система керування, змотування сортового прокату, математична модель, моталка типу Гаррета, закони керування змотуванням, розрахунковий експеримент.

ABSTRACT

Beshta D.A. “Automation of processes for managing transient modes of winding long rolled products based on their identification” - Qualifying scientific work as a manuscript.

Thesis for the Degree of Candidate of Technical sciences in the specialty 05.13.07 «Automation of control processes» – It is carried out at National Technical University

«Dniprovskya Politekhnika» of MES of Ukraine, Dnipro, the thesis defense will be held at SIHE «Krivyi Rih National University» of MES of Ukraine, Kryvyi Rih, 2019.

The presented work is devoted to solving the scientific problem of building an interconnected control system that ensures the coiling of rolled products by Garrett-type winders in order to obtain high-quality skeins of long products. The developed complex of scientific and technical solutions allows to meet the requirements for marketable products: the accuracy of the geometric dimensions of the rolled cross-section, the necessary density of winding rolled products in the coils, reel of salable type.

The first section analyzes the process of obtaining high-quality rolled metal in the skeins. The influence of systems that in their interaction influence on obtaining a coils of the required quality is revealed. Features and problems of the process of controlling the winding of long rolled products on the Garrett type winders are considered. Formalized tasks to automate the process of managing transient winding modes to prevent local drags of the long product profile. It is shown that the control criterion looks like a two-way restriction of the tension at the section of the outlet crate - winder when winding the long product.

It was found that the most critical of the restrictions on the values of the long product tension are the transient modes of the winding process, namely, the process of gripping the long product the coil and the process of moving to the winding of a new layer of coil.

In the second section, models were proposed and analytical studies of the process of gripping long product, the mechanism of failure of spring up the coil during the transition to the winding of the next layer, the regularities for automated control of these processes based on the identification of points of change of modes in controlling the parameters of the control object, carried out analytical studies of the process of transport rolled equipment.

The analysis of the process of grabbing a winder allows to distinguish the following main stages: the entry of long product to the winder, grab of the long product to winder table, the capturing long product to drum winder.

The stage of the entry of long product to the winder starts from the moment of the front end of the long product exit from the stacker and ends when the long product touches the winder table. At this stage, it is necessary to provide such a rotation speed of the winding table that the linear speed of the table surface at the point of contact with the rolling is minimal, but not less than the linear rolling speed.

As a result of the study stage of the entry of long product to the winder, it is established that the control of the speed of rotation of the winding table should be carried out not as a function of time, but as a function of the length of the long product, which went into the winder, and the end of the gripping process is identified by the appearance of a static load current of the winder equal to a set current.

The process of transition to the winding of a new layer of the coil is investigated to establish the control patterns on the basis of which the breakage of the extreme turns of the coil is prevented. As a result of studies it is found that the height of the transition point to the winding of the new layer, with the same upper position of the stacker, shifts in height.

It is established that the event of "breakdown of the coil" is a consequence of the shift of the transition point of the current and previous layers relative to each other and is probabilistic. The possibility of breakdown of the coil is due to the lack of support of the current coil at the point of its transition to a new layer on the long product previous layer, and the breakdown can be identified by increasing the speed of the wind at the top position of the stacker.

It is established that to prevent the breakage of turns it is necessary that the angle of rotation of the table winder after passing the fixed height of lifting to its upper position was less than the same angle of rotation when winding the previous layer.

A method of controlling the stacker when reaching the extreme position is proposed and substantiated, which prevents the breakdown of the coil based on the control, the angle of rotation of the reel, the delay of switching the direction of movement (reverse) of the stacker.

The influence of the traybaparate on the accuracy of the transverse geometric dimensions of the rolled coils and the transporting force of the traybaparate, which arises due to the small compression of the rolled metal, were also investigated.

The method of calculation of the transporting efforts of a traybapparate with different form of rollers when transporting the hire to the winder is offered.

It is shown that profile rollers with the same transport force less deform the long product, and the transport force under other equal conditions the greater the lower the coefficient of advance.

The results of the calculations show that it is advisable to maintain the lead rate of the traybapparate to capture the long product to the winder at the level of 5%, rather than 10-15%, as is now accepted. This provides a minimum amount of long product deformation with the same transport force of the trybapparate.

It is shown that the control of the anchor current and the rotational speed of the trybapparate provides complete parametric identification of the mode of transportation of the long product and provides the possibility of automatic control of this process.

In the third section, experimental studies of the process of winding long product as an object of control are performed. A complex model of a section of winding of long producte is developed, which includes a mathematical model of long product tension on a section of a crate - winder and a model of systems involved in winding long product is developed. The process of rolling the rolling on the model by different ways of control is investigated.

The experimental studies revealed significant fluctuations in the deflection of the long product in the outlet cage, which is an indirect evidence of fluctuations in the tension of the long product, which has a significant effect on the deviation of the transverse geometric dimensions of the rolled metal into the skein.

Due to the complexity of the control object and the presence of cross links, the search for methods of tension stabilization was performed using a mathematical model.

The analysis of the structural diagram shows that the only way to indirectly control the tension of the long product on the outlet cage is the amount of deflection of the long product. Two deflection control channels are analyzed: correction of the winding current and regulation of the outlet cage, and it is found that the most effective control channel is the regulation of the outlet cage speed.

The studies included three main modes of control:

- winding in the mode of stabilization of the coil current only (according to the basic scheme);
- winding in the mode of stabilization of the current with its correction on the deviation of the long product from a given value of the deflection;
- winding in the mode of stabilization of the current with the correction of the speed of rotation of the outlet cage by deviation of the long product from a given value of the deflection;

As a result of researches on the model it is established that in the absence of control circuits for stabilization of the long product tension on the section of the reel - outlet cage, the transient process caused by the reverse of the stacker and the beginning of the winding of the next layer is oscillatory.

According to the simulation results it is noticeable that the maximum (peak) value of the long product tension on the section of the winder-outlet cage caused by the reverse of the stacker and the beginning of winding of the next layer, significantly (twice) exceeds the upper limit value of the elastic-plastic deformation of the rolled metal corresponding to the long product temperature at the outlet of the outlet cage. At the same time, the minimum value of the long product tension on the section of the winding - outlet cage in the transition process is slightly higher than the value at which the necessary values of bending and the fit of the long product to the surface of the reel are provided.

Studies on the model have shown that the overestimation of a given winding current is associated with the need to unconditionally provide a long product tension greater than the minimum allowable in the transition process. The oscillations of the long product tension caused by the course of the stacker within one layer of the rolling long product are insignificant (up to 2 N/mm^2) and do not affect the coiling mode.

In order to improve the dynamic accuracy of the long product tension stabilization on the section of the winding - outlet cage, it was proposed to use the long product tension feedback on that section with the long product deflection tension rating. The amount of tension is expressed by the amount of deflection.

In the presence of the control circuit for the stabilization of the long product tension on the section of the winding -outlet cage by correction of the winding current transient

caused by the reverse of the stacker and the beginning of the winding of the next layer is also oscillatory. There is a decrease in the amplitudes of both the upper and lower half-waves of oscillations by an average of 10-15 %, which does not provide elimination of profile tension.

In the presence of the control circuit to stabilize the long product tension on the section of the winder - outlet cage by adjusting the speed of rotation of the outlet cage, the transition process caused by the reverse of the stacker and the beginning of the winding of the next layer, ceases to be oscillatory. There is a decrease in the amplitude of the upper half-wave by half compared to the case without control circuits to stabilize the long product tension and the complete absence of the lower half-wave of the transient process, which allows to reduce the level of the current winding without risk of deterioration of winding quality.

In the presence of a control circuit for the stabilization of the long product tension on the section of the winding - outlet cage by adjusting the speed of rotation of the outlet cage and the discrepancy between the values of the specified long product tension of the circuit and a given long product voltage of the winding current, the actual long product tension on the section of the winding - outlet cage will be determined and the presence of a loop for stabilizing the long product tension on the section of the winding - outlet cage by adjusting the speed of rotation of the outlet cage will lead to a deviation estimation of the rotation speed of the outlet cage from a given value. Therefore, the loop for stabilizing the long product tension on the section of the winding - outlet cage by adjusting the speed of rotation of the outlet cage should only be activated at the time of reversing the stacker (start of rewinding of the next layer) and be switched off when reaching the value of the specified limit value.

In the fourth section, the development of the structure of the control system of interdependent systems of section winding of long product, the development of the control system of the coil assembler, the development of the control system of the interconnected systems of the winding section.

As a result of the development and implementation of the control system of interdependent systems of the section of winding of long product the following is established:

- the control system of interdependent systems of the section winding of long product should be implemented as a centralized control system that generates setpoints and discrete commands for the local control systems of the individual mechanisms involved in the winding up of the long product;

- to provide smooth control of the speed of movement of the carrier of the stacker in a wide range of speeds rational scientific and technical solution is to use the control device for the stacker with a hydraulic pump volumetric action, which is rotated by an asynchronous motor with vector control of the speed of rotation;

- the alignment of the driving speeds up and down at the same speed of rotation of the motor of the pump is ensured by insertion into the pipeline connected to the lower cavity of the hydraulic cylinder in parallel: adjustable pressure valve and linear adjustable throttle with check valves. Adjustment of the pressure valve ensures the alignment of the speed of the stacker up and down at the minimum speed of the vehicle, the throttle - at the maximum speed of the vehicle, and the check valves provide free injection of oil into the lower cavity of the hydraulic cylinder when the vehicle is driven up;

- the pump of the control device for the stacker must be selected based on the maximum speed of movement of the vehicle, and the power of the motor to ensure its long operation at the minimum speed of movement of the vehicle;

- industrial operation of the control system of interdependent systems of the section of winding of long product confirmed the correctness and efficiency of the scientific and technical results obtained in the work.

The implementation of the scientific and technical solutions proposed in the work is provided by the control system of the winding section.

Before the introduction of the control system at the moment of capture, the current growth was from 5 to 20% of the nominal mode, after - the moment of capture of the long product by a winding was not identified.

Prior to the introduction of the control system, the effect of coil break-off was observed on each 3-5 reels, after the introduction of the system on 10-20 reels (depending on the profile size).

The results of the researches were in the design decisions of the ASC of winders and the thermal lines of the winders of the fine-wire-wire condition 250 / 150-6 of PJSC “ArcelorMittal Kryviy Rih”.

Key words: technological process, control system, rolled section winding, mathematical model, Garrett type winder, winding control laws, computational experiment.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, у яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Куваєв В.М., Оптимальні умови заходу прокату в моталку типу Гаррета / Куваєв В.М., В.П. Іващенко, Д.О. Іванов, І.В. Політов, Д.О. Бешта // Теория и практика металлургии – 2017. – №1-2 (108-109). – С.59-63.
2. Куваєв В.М., Розробка електрогідропривода укладальника моталки для процесу змотування сортового прокату / Куваєв В.М., Д.О. Бешта // Гірничя електромеханіка та автоматика – 2016. – №97. – С.16-20.
3. Куваєв В.М., Динамічна модель взаємодії механізмів ділянки кліть-моталка при змотуванні сортового прокату моталкою типу Гаррета / Куваєв В.М., Бешта Д.О. // Науковий вісник НГУ: Науково-технічний журнал. Дніпро – 2017 – № 4(160). – С.61-66. (Видання включено до міжнародної наукометричної бази SCOPUS).
4. Бешта Д.О., Розрахунок параметрів насоса та електродвигуна гідропривода укладальника моталки для процесу змотування сортового прокату / Бешта Д.О., Л.І. Цвіркун // Гірничя електромеханіка та автоматика – 2017. – №98. – С.67-73.
5. Куваєв В.М., Аналітичні дослідження механізму зриву витків у процесі намотування прокату на барабан моталки / Куваєв В.М., Д.О. Бешта // Теория и практика металлургии – 2017. – №3-4 (110-111). – С.105-110.

6. M. Kuzmenko, Active control system of mill products tension at the outlet of roughing train in continuous light-section mill / M. Kuzmenko, M. Rybalchenko, O. Boyko, D. Beshta // *Naukovyi Visnyk NHU* – 2018 – № 5 (167). – P.61-66. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази SCOPUS).*

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Бешта Д.О. Специфіка намотування дрібно сортного прокату моталкою з обертовим столом. \ Матеріали XII Міжнародної конференції «Проблеми використання інформаційних технологій в освіті, науці та промисловості» (м. Дніпро, 23-24 листопада 2016р.) – Д.:НГУ. – 2017. – С.35-39;

8. Бешта Д.О. Моделювання систем технологічної автоматизації прокатної лінії сортового стана \ Матеріали XII міжнародної науково-практичної конференції «Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2017» (м.Чернігів, 26-29 червня 2017 р.) – Чернігів : ЧНТУ – 2017. – С.165-168;

9. Бешта Д.О. Особливості керування моталками типу Гаррета у перехідних режимах намотування сортового прокату \ Матеріали XVII науково-технічної конференції «Потураївські читання» (м. Дніпро 25 січня 2019р.) – Дніпро: НТУ ДП – 2019. – С.12;

10. Бешта Д.О. Особливості автоматичного керування трайбапаратом на сортопрокатних станах перед моталкою типа Гаррета \ Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції "Розвиток промисловості та суспільства" (м. Кривий Ріг 22 – 24 травня 2019 р.) – Кривий Ріг: КНУ – 2019. – С.147.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЄЮ ДІЛЯНКИ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ	25
1.1 Стан питання виробництва сортового прокату в мотках	25
1.2 Аналіз процесу взаємодії механізмів при змотуванні сортового прокату і формалізація завдань з автоматизації.....	38
1.3 Критичний огляд методів контролю натягу сортового прокату	50
Висновки до розділу 1	58
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЗМОТУВАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ	63
2.1 Аналітичні дослідження процесу захоплення прокату моталкою для його ідентифікації і керування.....	63
2.2 Розробка алгоритму керування укладальником для запобігання зриву витків при переході до змотування наступного шару	85
2.3 Розробка моделі для ідентифікації процесу транспортування прокату трайбапаратом.....	95
Висновки до розділу 2.....	119
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗМОТУВАННЯ ПРОКАТУ І РОЗРОБКА МЕТОДІВ СТАБІЛІЗАЦІЇ НАТЯГУ ПРОКАТУ НА ДІЛЯНЦІ ВИПУСКНА КЛІТЬ – МОТАЛКА.....	122
3.1 Експериментальні дослідження процесу змотування сортового прокату	122
3.2 Розробка математичної моделі змотування прокату моталкою типу Гаррета.....	127
3.2.1 Статична модель натягу прокату на ділянці випускна кліть-моталка	130
3.2.2 Динамічна модель натягу прокату на ділянці випускна кліть- моталка	133
3.2.3 Моделі механізмів, що беруть участь у змотуванні сортового прокату	137
3.3 Дослідження методів керування процесом змотування прокату на моделі.....	137

3.3.1 Дослідження процесу змотування прокату в режимі стабілізації струму моталки (базова схема).....	138
3.3.2 Дослідження процесу змотування прокату в режимі стабілізації струму моталки з його корекцією по відхиленню прогину прокату від заданої величини	147
3.3.3 Дослідження процесу змотування прокату в режимі стабілізації струму моталки з корекцією швидкості обертання випускної кліті по відхиленню прогину прокату від заданої величини	157
3.3.4 Дослідження процесу змотування прокату в режимі корекції струму моталки і корекції швидкості обертання випускної кліті по відхиленню прогину прокату від заданої величини	167
Висновки до розділу 3.....	173
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВЗАЄМОЗАЛЕЖНИМИ СИСТЕМАМИ ДІЛЯНКИ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ	176
4.1 Розробка структури системи керування взаємозалежними системами ділянки змотування сортового прокату	176
4.2 Розробка електрогідропривода укладальника моталки.....	181
4.3 Розробка системи керування взаємозалежними системами ділянки моталок.....	185
Висновки до розділу 4.....	199
ВИСНОВКИ.....	200
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	203
ДОДАТКИ.....	219
Додаток А.....	219
Додаток Б.....	234
Додаток В.....	243
Додаток Г.....	253
Додаток Д.....	256

ВСТУП

Обґрунтування напряму досліджень. Одним з найбільш перспективних напрямів скорочення втрат металу в машинобудуванні є використання металопрокату, який поставляється в мотках, що дозволяє мінімізувати втрати прокату при його калібруванні для наступної металообробки. Величина втрат прокату при його калібруванні пов'язана з таким параметром прокату як точність і стабільність його поперечних геометричних розмірів. Задля стимулювання виробництва круглого прокату для подальшого калібрування стандартами України встановлені класи точності для розмірів його перетину – межі допусків для круглого прокату високої точності більш ніж у три рази вужче ніж у прокату звичайної точності, що дає змогу виробнику диференціювати ціни на прокат за класом точності. Так для звичайних класів, вимоги на допуски по відхиленню розмірів перетину круглого сортового прокату від номінальної величини згідно з ДСТУ 4738:2007 складають для звичайного класу точності В1: $\varnothing 14 - (+0,3;-0,5)$, $\varnothing 20 - (+0,4;-0,5)$, $\varnothing 28 - (+0,3;-0,7)$; для високого класу точності А1: $\varnothing 14 - (+0,1;-0,3)$, $\varnothing 20 - (+0,1;-0,4)$, $\varnothing 28 - (+0,1;-0,4)$, а для особливо високого класу точності АО1: $\varnothing 14 - (\pm 0,12)$, $\varnothing 20 - (\pm 0,15)$, $\varnothing 28 - (\pm 0,15)$. Важливими є і характеристики самого мотка, такі як-то відстань між витками у шарах мотка, щільність змотування, відсутність ушкоджень при транспортуванні і низки інших вимог. Дотримання вимог споживачів, зокрема, до якості сортового прокату, що поставляється в мотках, в умовах світового скорочення споживання прокату є актуальним науково-технічним завданням, яке зараз фактично неможливо вирішити без автоматизації відповідних процесів керування.

Проблемами автоматизації процесів керування технологічних ліній займалися вітчизняні та іноземні вчені О.П. Чекмарьов, Г.Г. Грабовський, В.С. Єгоров, Alberrecht P., А.І. Купін, М.Ю. Пазюк, В.М. Куваєв та інші. У тім виробництво сортового прокату великих перетинів у мотках є достатньо унікальним, що потребує розробки науково-технічних рішень до його автоматизації.

Мотки сортового прокату діаметром 14 мм і вище отримують на моталках типу Гаррета змотуванням з натягом прокату для забезпечення вигину прокату в точці його зіткнення з мотком. Особливості змотування сортового прокату на моталках типу Гаррета, а саме, стрибкоподібна зміна швидкості прокату в точці його контакту з мотком при переході до змотування нового шару, призводить до неконтрольованого росту

натягу прокату між моталкою і випускною кліттю. Це негативно позначається на процесі змотування прокату і призводить до локального утягнення профілю прокату, що не дозволяє гарантувати отримання прокату високої точності при змотуванні його моталками даного типу. Попередній аналіз засвідчив низький рівень автоматизації, що реалізований на застарілих технічних засобах.

У процесі змотування сортового прокату, через останній взаємодіють як системи безпосередньо моталки Гаррета – системи стола моталки й укладальника, так і системи трайбапарата та випускної кліті. Прийнятий локально-функціональний підхід до керування даними механізмами обмежує можливості з компенсації негативного впливу технологічних збурювань на якість прокату і мотка в цілому. В даний час фактично відсутні дослідження з керування системами моталки при захопленні нею прокату, не розкриті причини окремих зривів крайніх витків прокату в процесі його змотування, що, багато в чому, визначає товарний вигляд мотка. Тим більше, відсутні обґрунтовані дослідження закономірностей керування системами, що забезпечують товарний вигляд мотка. Таким чином, дослідження і розробка законів, методів, моделей та інших сучасних науково-технічних рішень з автоматизації процесу керування технологічними системами, що взаємодіють при змотуванні сортового прокату на моталках типу Гаррета, для запобігання локального утягування профілю прокату на різних стадіях процесу змотування, і забезпечення високих якісних показників цього процесу на основі ідентифікації перехідних режимів є актуальним науковим завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика та енергоефективність» (Закон України від 11.07.2001 р. №2623-III). Дослідження виконані відповідно тематики держбюджетних науково-дослідних робіт «Енергозаощаджувальна автоматизація технологічних процесів виробництва сортового прокату» (№ держреєстрації 0110U000528), «Підвищення енергоефективності електромеханічного комплексу виробництва сортового прокату» (№ держреєстрації 0113U000410), «Енергозберігаюче керування електромеханічними комплексами і системами гірничо-металургійної промисловості» (№ держреєстрації 0115U002296), де автор був виконавцем окремих розділів, та госпдоговірних тем: №080104 «Дослідження ділянок охолодження та змотування сортового прокату на ДСДС 250/150-6 з метою їх комплексної автоматизації», №070807 «Надання науково-технічних послуг при розробці

і впровадженні АСК моталок і термотрас моталок ДСДС 250/150-6», де автор був виконавцем.

Мета і завдання досліджень. *Метою роботи є автоматизація процесів керування автоматизованими системами, що взаємодіють при змотуванні сортового прокату моталками типу Гаррета для підвищення якості сортового прокату в мотках на основі ідентифікації перехідних режимів.*

Сформульована мета роботи зумовлює необхідність розв'язання наступних основних завдань досліджень:

- аналіз вимог до керування змотуванням сортового прокату на моталках типу Гаррета та формалізація завдань автоматизації процесу керування перехідними режимами змотування для запобігання локальних утягнень профілю прокату;
- установлення закономірностей необхідних для керування моталкою типу Гаррета в процесі захоплення прокату моталкою для запобігання локального утягнення профілю прокату;
- аналіз механізму зриву крайніх витків у процесі змотування прокату моталкою типу Гаррета й обґрунтування правил керування моталкою типу Гаррета, мінімізуючи можливість зриву крайніх витків, який призводить до локального утягнення профілю прокату;
- розробка автоматизованої системи керування системами, які взаємодіють при змотуванні сортового прокату на моталках типу Гаррета, що забезпечує мінімізацію коливань натягу прокату на ділянці випускна кліть-моталка при переході до змотування нового шару прокату на основі ідентифікації перехідних режимів та впровадження її в промислових умовах стану ДСДС 250/150-6 та навчальному процесі.

Об'єктом дослідження є процес взаємодії автоматизованих систем керування механізмами при змотуванні сортового прокату.

Предметом дослідження є закони, моделі і методи керування системами, взаємодіючими в процесі змотування сортового прокату, що забезпечують підвищення товарної якості мотків сортового прокату.

Методи досліджень: Для рішення поставленого завдання використовувалися аналітичні методи механіки й опору матеріалів для досліджень закономірності захоплення прокату моталкою і зриву крайніх витків, методи обробки металу тиском для встановлення закономірностей, що описують транспортування прокату трайбапаратом,

теорії автоматичного керування, математичне моделювання для дослідження процесу змотування прокату з натягом і керування даним процесом, механіки і гідравліки при розробці системи укладальника.

Обґрунтування і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій підтверджується коректністю допущень, відповідності розроблених математичних моделей фізичним процесам в системах, відповідності результатів моделювання параметрам, які спостерігаються у реальному технологічному процесі, результатами впровадження АСК моталок і термотрас моталок ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», що забезпечує точність поперечного перетину прокату в межах площини допуску для прокату високої точності – $\pm 0,1$ мм.

Наукова новизна отриманих результатів.

Наукові положення, що виносяться на захист:

- керована зміна швидкості обертання столу моталки, при захопленні прокату моталкою, в функції довжини прокату і фіксація завершення процесу захоплення по появі статичного струму навантаження моталки, рівного заданому значенню струму змотування забезпечує своєчасний перехід до режиму змотування прокату.
- включення контуру стабілізації прогину прокату шляхом регулювання швидкості випускної кліті при переході до намотування нового шару прокату і його відключення при досягненні прогину прокату заданої величини, забезпечує усунення локального утягнення профілю прокату в валках випускної кліті.

Наукова новизна отриманих результатів:

- удосконалено метод керованої зміни швидкості обертання столу моталки при захопленні прокату через створення моделі взаємодії прокату зі столом і барабаном моталки під час захоплення прокату моталкою, які забезпечують надійне захоплення прокату моталкою та своєчасний перехід до режиму змотування прокату з натягом із запобіганням ривків натягу і локального утягування профілю прокату;
- вперше обґрунтовано метод керування укладальником, шляхом застосування розрахунку за встановленою залежністю, який полягає у зміщенні точки (висоти) реверсу укладальника поточного шару відносно точки реверса укладальника попереднього шару на відповідну величину, що на відміну від відомих методів, дозволяє запобігти зриву крайніх витків при відсутності реборд та пов'язане з цим явище ривків натягу і локального утягування профілю прокату;

– на основі аналітичних методів вдосконалено математичну модель взаємодії трайбапарата і прокату яка, на відміну від відомих та існуючих транспортних систем, дозволяє врахувати необхідне зусилля для транспортування прокату з використанням як гладких, так і профільованих роликів, що дозволяє зменшити деформацію поверхні сортового прокату при його транспортуванні трайбапаратом;

– набув подальшого розвитку підхід до налаштування режиму транспортування прокату, що базується на теоретичних розрахунках швидкісних параметрів транспортування, який, на відміну від відомих підходів, дозволяє зменшити коефіцієнт випередження до 5% на основі параметричної ідентифікації режиму транспортування і обтиску прокату через контроль якісного струму і швидкості обертання трайбапарата, що у результаті підвищує транспортуючі властивості.

Практичне значення роботи полягає в наступному:

1. Розроблено алгоритми програмно-технічної реалізації керування змотуванням прокату моталками дрібносортно-дротового стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», які забезпечили мінімізацію ривків натягу прокату при його змотуванні, що дозволило стабілізувати геометричні розміри перетину прокату у мотках на рівні вимог стандартів України до прокату високого класу точності.

2. Обґрунтовано науково-технічні рішення і розроблено систему керування укладальника, що забезпечує плавне регулювання швидкості його переміщення в широкому діапазоні швидкостей.

Впровадження результатів роботи. Результати роботи впроваджені в проектних рішеннях АСУ моталок і термотрас моталок ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Отримані в дисертації теоретичні й практичні результати використовуються у навчальному процесі при підготовці фахівців зі спеціальностей: «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології», «Комп'ютерна інженерія» у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка».

Особистий внесок здобувача полягає у формулюванні мети й основних завдань досліджень, аналізі сучасних систем керування змотуванням прокату, проведенні теоретичних і експериментальних досліджень, узагальненні отриманих наукових положень, уточненні відповідних рекомендацій, розширенні знань про автоматизацію процесу керування обладнанням, яке взаємодіє при змотуванні сортового прокату, перевірці в промислових умовах. Усі наукові результати, висновки та рекомендації

отримані й сформульовані автором особисто. Здобувач брав участь у впровадженні результатів роботи у виробництві.

У працях, написаних у співавторстві, дисертантові належать такі результати: [1] – розробка моделі захоплення прокату моталкою типу Гаррета; [2] – розробка структури електрогідроприводу укладальника моталки та отримання аналітичних залежностей для розрахунку параметрів насоса та електродвигуна гідроприводу укладальника моталки; [3] – розробка моделі взаємодії механізмів ділянки кліть-моталка при змотуванні сортового прокату моталкою типу Гаррета; [4] – отримання аналітичних залежностей для розрахунку параметрів насоса та електродвигуна гідроприводу укладальника моталки; [5] – розробка моделі зриву витків у процесі намотування прокату на барабан моталки; [6] – моделювання натягу прокату.

Апробація результатів роботи. Основні матеріали і результати, одержані в дисертаційній роботі, доповідалися, обговорювалися і були схвалені на науково-технічних конференціях: XII Міжнародна конференція «Проблеми використання інформаційних технологій в освіті, науці та промисловості» (м. Дніпро, 2016 р.); XII міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2017» (м. Чернігів, 2017 р.); XIV Міжнародна конференція «Проблеми використання інформаційних технологій в освіті, науці та промисловості» (м. Дніпро, 2018 р.); XVII науково-технічної конференції «Потураївські читання» (м. Дніпро, 2019 р.); XII Всеукраїнська науково-практична WEB конференція аспірантів, студентів та молодих вчених «Комп'ютерні інтелектуальні системи та мережі. KICM-2019» (м. Кривий Ріг, 2019 р.); Міжнародна науково-технічна конференція «Розвиток промисловості та суспільства» (м. Кривий Ріг).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано в 10 працях, зокрема: 6 – статей у наукових фахових виданнях України, з яких 2 – у виданнях, включених до міжнародної наукометричної бази Scopus, 4 – у збірниках наукових праць і матеріалах конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної джерел та додатків. Загальний обсяг роботи 257 сторінок, з них 143 сторінок – основного тексту. Дисертація містить 72 рисунки, 2 таблиці, і 5 додатків на 39 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЄЮ ДІЛЯНКИ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ

1.1 Стан питання виробництва сортового прокату в мотках

Сортовий прокат є найбільш масовим видом прокатної продукції.

Стандартами передбачене постачання сортового прокату як у стрижнях, так і в мотках [10, 33, 56, 28, 84 – 90, 112].

Основним споживачем сортового прокату в мотках є промисловість, що виробляє металеві вироби і машинобудування. Останнім часом росте попит будівельної промисловості на арматурний прокат, що поставляється в мотках, що зв'язано з розвитком нових технологій будівництва з литого залізобетону [10, 88 – 90, 112]. Якщо врахувати, що арматурний прокат є найбільш масовим видом прокатної продукції, обсяг випуску якої за останні двадцять років виріс майже вдвічі [62, 70, 116], то перспектива розширення попиту на даний вид продукції, навіть на тлі загального спаду світового попиту на прокат, досить хороша.

Вимоги до сортового прокату в мотках по точності поперечних розмірів прокату і його механічних властивостях пред'являються такі ж, як і до прокату, що поставляється в стрижнях (див. [9, 27]). Однак, поряд з такими загальними вимогами, до мотків пред'являються і специфічні вимоги, пов'язані з умовами його подальшої переробки у споживача і з транспортуванням мотків до споживача.

Так, якщо споживачем є машинобудівне підприємство або підприємство, що виробляє металеві вироби, у якого за технологією передбачене травлення металу перед обробкою для видалення з поверхні прокату окалини і підготовки її до подальшої переробки (див. [23, 54]), то щільний моток для такого споживача небажаний, оскільки його протравлюваність істотно гірша, ніж у «пухкого» мотка – з низькою щільністю змотування.

З іншого боку, «пухкий» моток гірший при транспортуванні – він займає більше місця, легше піддається ушкодженням, може порушуватися його форма. Тому для підприємства, у якого за технологією передбачене абразивне зачищення

поверхні прокату перед подальшою обробкою, або для арматурного прокату, використовуваного в будівельній індустрії, бажані мотки з щільним змотуванням.

Технологія підготовки поверхні прокату травленням використовується, в основному, на вітчизняних металовиробляючих і машинобудівних підприємствах і підприємствах СНД. На сучасних підприємствах, насамперед – у закордонних споживачів сортового прокату в мотках, використовують абразивне зачищення поверхні прокату, що пов'язано, у тому числі, і з вимогами екології.

Для підприємств першої групи інтерес представляв би моток перемінної щільності – із щільним змотуванням зовнішніх і внутрішніх шарів мотка і менш щільним змотуванням середніх шарів мотка, що забезпечувало б як їх гарну протравлюваність, так і менше їхнє ушкодження при транспортуванні. Моток перемінної щільності становить інтерес і при рішенні задачі стабілізації механічних властивостей прокату по його довжині, пов'язаної з нерівномірністю остигання зовнішніх і внутрішніх шарів прокату [32, 67, 117].

Однак, першочерговими вимогами до прокату є вимоги по точності геометричних розмірів його поперечного перетину. Особливо важлива дана вимога для прокату, що поставляється на металовиробні і машинобудівні підприємства, оскільки використання прокату з поперечними розмірами в мінусовому полі допуску дозволяє знизити енерговитрати і втрати металу при його переробці.

Аналіз сортаментних стандартів наведено у додатку А.1.

Виходячи з аналізу, наведеному у додатку А.1, головним напрямком розвитку сортового виробництва є одержання прокату високої і підвищеної точності в мінусових допусках.

Сучасні безперервні і напівбезперервні стани, що прокатують сортовий прокат, використовують прогресивну технологію, що зводить до мінімуму утворення дефектів при прокатці і дозволяє забезпечити одержання прокату підвищеної і високої точності.

Навіть на станах порівняно більш раннього спорудження може бути досягнута висока точність поперечних геометричних розмірів прокату за рахунок

удосконалювання систем керування швидкісним режимом безперервної прокатки [72, 101, 102].

Особливістю виробництво сортового прокату в мотках є використання різних пристроїв для формування мотків прокату.

Основні науково-технічні рішення щодо отримання прокату у мотках наведено у додатку А.2.

Як видно з наведеного огляду при всій різноманітності конструктивних рішень на сьогодні більшість прокату з діаметром перетину більше 14-20мм отримують на моталках типу Гаррета, а змотування прокату здійснюють з його натягом перед моталкою.

Аналіз устаткування прокатних станів СРСР, проведений по [78], показав, що єдиний прокатний стан з описаних у [78], що дозволяє одержувати прокат у мотках діаметром від 14мм до 42мм, є дрібносортний стан 250 №6 металургійного комбінату «Криворіжсталь» (зараз – дрібносортно-дротовий стан ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»).

Стан введений в експлуатацію в 1977 р. і розрахований на виробництво 1млн. т сортового прокату в мотках масою до 2,1 т наступного сортаменту: сталь кругла діаметром 14-42мм, сталь квадратна зі стороною 14-36мм, сталь шестигранна розміром 14-40мм для наступного калібрування і холодного висадження.

Після розпаду СРСР і спаду виробництва в машинобудівній і автомобільній промисловості – основних споживачів, на яких була орієнтована продукція стану, потреба в країнах СНД у продукції стану різко скоротилася. Тому була проведена часткова модернізація стану – у 1995р. введена в експлуатацію дротова лінія Стелмор, розрахована на виробництво 500 тис. т прокату в рік.

В даний час частка виробництва сортового прокату в мотках у загальному обсязі виробництва стану ДСДС 250/150-6 постійно зростає, навіть в умовах світової кризи металургійної промисловості. За останні чотири роки середньомісячне виробництво сортового прокату в мотках виросло практично в два рази – з 2-3 тис. т/міс. до 4-8 тис. т/міс. Основний приріст дали замовлення на експорт.

Подальше збільшення обсягів виробництва сортового прокату на даному стані тісно зв'язано з підвищенням якості змотування сортового прокату для забезпечення конкурентоздатності продукції стану на світовому ринку. У той же час, вкладення великих коштів у реконструкцію ділянки змотування сортового прокату і заміну сортових моталок недоцільно.

Тому рішення задачі підвищення якості змотування прокату моталками типу Гаррета з рядним змотуванням на основі удосконалювання взаємозалежного керування механізмами ділянки змотування сортового прокату є актуальним для металургійного комплексу України.

Очевидно, що наукові, а тим більше експериментальні, дослідження і їхня практична реалізація повинна спиратися на технологію й устаткування стану МШС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

На рис. 1.1 приведена кінематична схема сортової моталки дрібносоротно-дротового стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

Прокат подається на стіл моталки через укладальник. Перед подачею прокату в моталку укладальник встановлюють у нижнє положення. Швидкість обертання моталки на холостому ході – $\omega_{\text{дв_м_хх}}$, встановлюється такою, щоб забезпечити надійне захоплення прокату моталкою і звести до мінімуму ефект рикошету переднього торця прокату після його торкання обертового столу:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\text{дв_м_хх}} &\approx \frac{V_{\text{п}}}{R_{\text{с_укл}}} \cdot i_{\text{рм}} \\ \frac{V_{\text{п}}}{(R_{\text{с_вб}} - D_{\text{п}})} \cdot i_{\text{рм}} &< \omega_{\text{дв_м_хх}} < \frac{V_{\text{п}}}{(R_{\text{с_бр}} + D_{\text{п}})} \cdot i_{\text{рм}} \end{aligned} \right\}, \quad (1.1)$$

де: $V_{\text{п}}$, $D_{\text{п}}$ – лінійна швидкість і діаметр прокату, відповідно; $i_{\text{рм}}$ – передатне число редуктора моталки; $R_{\text{с_укл}}$, $R_{\text{с_вб}}$, $R_{\text{с_бр}}$ – радіус столу, на який спрямований укладальник, радіус внутрішнього бурту столу і радіус барабана, відповідно.

Верхнє положення стола моталки
(в положенні прибирання мотка)

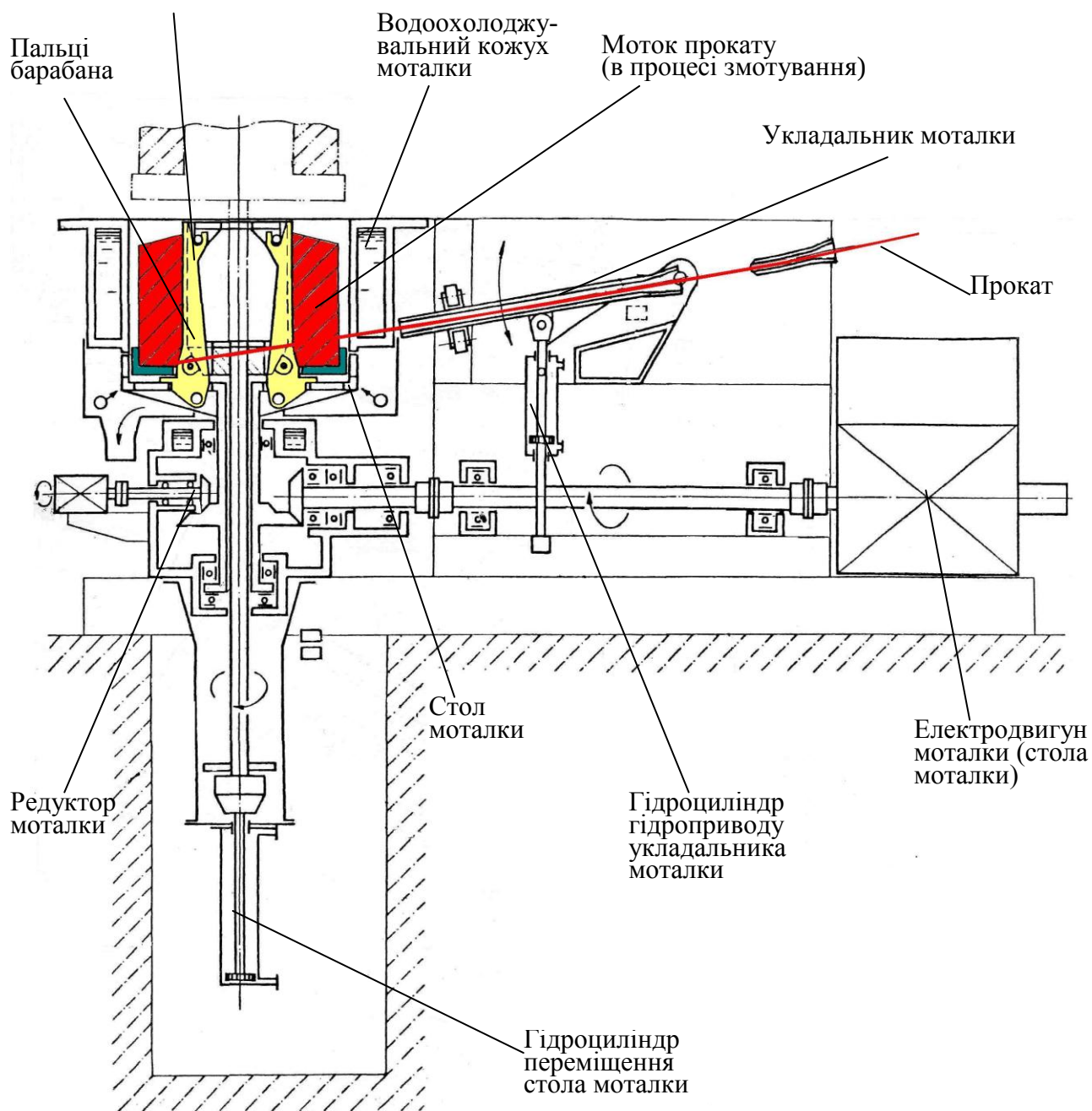


Рис. 1.1. Сортова моталка дрібносоротно-дротового стану ДСДС 250/150-6

ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Після контакту зі столом, прокат, що знаходиться на столі, віджимається відцентровою силою до внутрішньої поверхні бурту столу. Після того, як сила тертя прокату об борт столу досягне величини достатньої для вигину прокату, що знаходиться між столом і носком (торцем з боку столу моталки) укладальника, необхідно почати підрозгін¹ моталки від швидкості обертання холостого ходу $\omega_{\text{ДВ_М_ХХ}}$ до швидкості обертання при захопленні – $\omega_{\text{ДВ_М_ЗХВ}}$, що «в ідеалі» повинно дорівнювати:

$$\omega_{\text{ДВ_М_ЗХВ}} = \frac{V_{\text{п}}}{(R_{\text{с_бр}} + D_{\text{п}})} \cdot i_{\text{рм}} . \quad (1.2)$$

Надійне захоплення здійснюється після одного - двох обертів столу (і, відповідно, барабана столу) моталки на швидкості обертання захоплення $\omega_{\text{М_ЗХВ}}$, після чого включається в роботу укладальник і починає свій рух нагору, а система керування переходить з режиму стабілізації швидкості обертання в режим стабілізації струму змотування.

Процес захоплення прокату моталкою багато в чому визначає товарний вид мотка.

Так, затримка з початком «підрозгону» моталки призводить до утворення декількох витків прокату з діаметром, обумовленим внутрішнім діаметром бурту столу моталки, тобто більшим зовнішнього діаметра мотка, що погіршує товарний вид мотка й умови його транспортування. Передчасний початок «підрозгону» призводить до погіршення умов захоплення і «буравленню» прокату.

Не менш важливо забезпечити необхідну швидкість обертання при захопленні відповідно до (1.2) і вчасно перейти від фази захоплення до фази змотування прокату – почати рух укладальника і перевести моталку у режим стабілізації струму змотування.

¹ По прийнятій на стані ДСДС 250/150-6 термінології «розгоном» моталки називають процес зміни швидкості обертання моталки від нуля до швидкості обертання холостого ходу. Процес зміни швидкості обертання моталки від швидкості обертання холостого ходу до швидкості обертання захоплення називають «підрозгоном».

Затримка в переході до змотування прокату призводить до більш «повної» нижньої частини мотка через локальне змотування декількох витків прокату на нижню частину барабана.

Передчасний перехід до змотування прокату призводить до більш «худої» нижньої частини мотка через обпадання перших витків прокату внаслідок їхнього нещільного контакту з барабаном. В обох випадках неправильне формування першого шару погіршує товарний вид мотка і призводить до додаткових ривків натягу прокату через додаткову зміну радіуса змотування прокату по ходу змотування шару мотка прокату.

Завищення, як і заниження, швидкості обертання моталки при переході до фази змотування прокату приведе до результатів, аналогічним затримці і передчасному переходу до змотування прокату. Крім того, розбіжність лінійних швидкостей прокату і поверхні барабана моталки при переході до змотування прокату викликає ривок натягу прокату перед кліттю і, як наслідок, локальне утягування прокату на виході з кліті. При виявленні ВТК таких ділянок мотки відбраковуються. Надмірний натяг прокату перед моталкою при змотуванні першого шару мотка, викликаний невідповідністю швидкості обертання моталки і лінійної швидкості прокату на початковій стадії фази змотування, призводить до деформації витків першого шару – «відбитку» на них пальців барабана моталки, що також є бракувальною ознакою для ВТК.

Змотування прокату на барабан моталки даного типу – з пошаровим змотуванням, здійснюється з натягом прокату, який необхідний для створення в прокаті згинаючих зусиль, потрібних для його щільного прилягання до поверхні мотка.

Дослідження, проведені на стані при удосконалюванні технології виробництва мотків сортового прокату [41, 42, 104, 110], показали залежність зміни поперечних геометричних розмірів прокату по довжині від зміни його натягу на ділянці моталка – випускна кліть у процесі змотування прокату. Оскільки на даній ділянці прокат зв'язує між собою ряд механізмів, робота яких визначає натяг прокату на різних технологічних проміжках даної технологічної ділянки, то при рішенні науково-

технічної задачі підвищення якості змотування необхідно розглядати весь комплекс устаткування, що бере участь у змотуванні сортового прокату.

На рис.1.2 приведена схема розташування устаткування ділянки змотування сортового прокату дрібносоротно-дротового стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», а на рис.1.3 схематично представлені механізми, взаємодіючі в процесі змотування мотка. Там же приведені сили, що діють на прокат на ділянці змотування сортового прокату.

Виходячи з прийнятої схеми розміщення технологічного устаткування, можна виділити два основних технологічних проміжки: проміжок кліть – трайбапарат і проміжок трайбапарат – моталка.

Таким чином, в керуванні режимом змотування сортового прокату беруть участь три автоматизовані механізми: моталка, випускна кліть й трайбапарат.

Тому розгляд у роботі [108] процесу змотування прокату винятково з технологічної точки зору без обліку особливостей роботи механізмів, взаємодіючих при змотуванні сортового прокату не забезпечує рішення задачі підвищення якості мотків сортового прокату.

Зокрема, для підтримки сталого натягу прокату при змотуванні прокату в системах моталок стабілізують якірний струм, який, з огляду на величину умовно постійних втрат у приводі моталки, зв'язаний з натягом прокату перед моталкою залежністю [123]:

$$F_{н_м} = \frac{B \cdot I_m \cdot \mathcal{E}_m}{V_{п}}, \quad (1.3)$$

де: $F_{н_м}$ – сила натягу прокату перед моталкою; B – коефіцієнт пропорційності; $I_m, \mathcal{E}_m$ – відповідно, струм і ЕДС двигуна моталки; $V_{п}$ – лінійна швидкість прокату.

При цьому не враховується особливості пошарового змотування і динаміка моталки, зв'язана зі зміною довжини прокату між випускною кліттю і моталкою при переміщенні укладальника і зміною, практично стрибкоподібно, лінійної швидкості змотування прокату при переході із шару на шар.

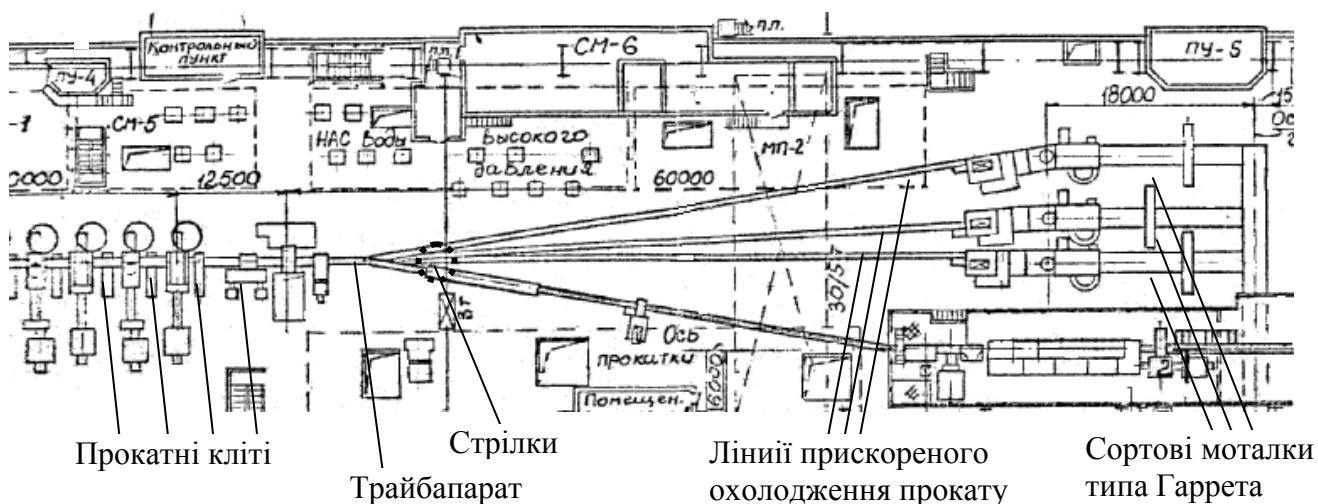
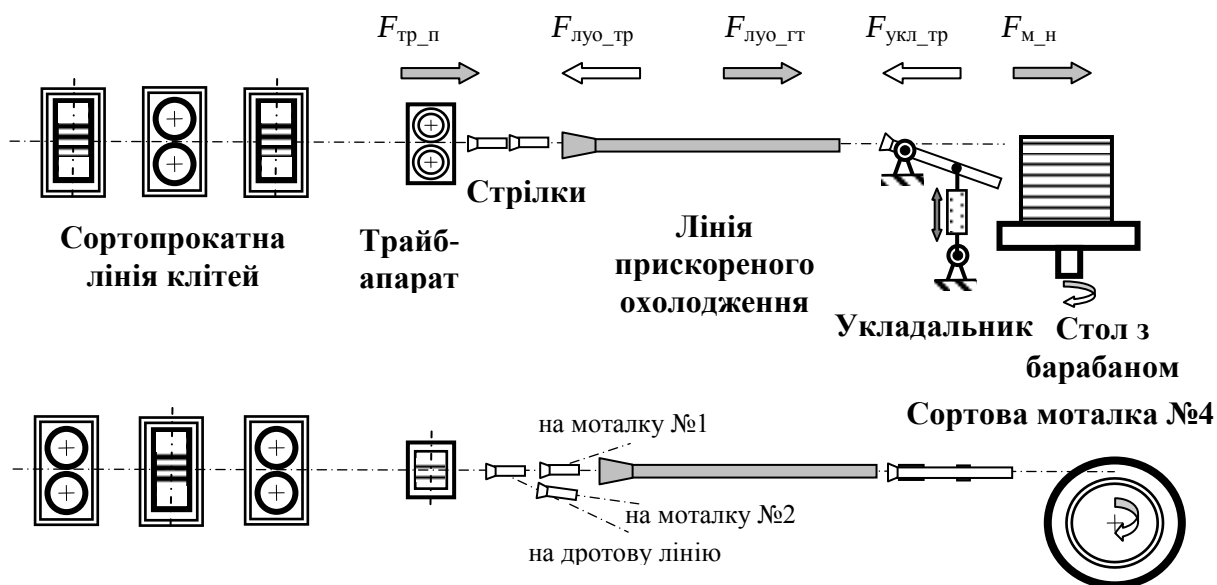


Рис. 1.2. Схема розташування устаткування ділянки змотування сортового прокату дрібносоротно-дротового стана ДСДС 250/150-6 ПАТ

«АрселорМіттал Кривий Ріг»



$F_{тр_п}$ – сила, що діє на прокат зі сторони трайбапарата; $F_{луо_тр}$ – сила тертя прокату в лінії прискореного охолодження і стрілках; $F_{луо_гт}$ – сила гідротранспортування прокату в лінії прискореного охолодження; $F_{укл_тр}$ – сила тертя прокату в укладальнику моталки; $F_{м_н}$ – сила натягу прокату перед барабаном моталки

Рис. 1.3. Механізми, які взаємодіють в процесі змотування сортового мотка в умовах дрібносоротно-дротового стана ДСДС 250/150-6 і сили, що діють на прокат на ділянці змотування

Дійсно, швидкість прокату прилягаючого до поверхні змотуваного мотка – $V_{п_м}$, дорівнює:

$$V_{п_м} = \frac{(2 \cdot R_{с_бр} + D_{п} \cdot (2 \cdot n_{сл} - 1))}{2 \cdot i_{рм}} \cdot \omega_{дв_м}, \quad (1.4)$$

де: $D_{п}$ – діаметр прокату; $n_{сл}$ – номер поточного змотуваного шару; $\omega_{дв_м}$ – поточна швидкість обертання стола моталки.

Перехід від змотування n -го до змотування наступного, $(n+1)$ -го шару, викликає приріст лінійної швидкості $V_{п_м}$ на величину:

$$\Delta V_{п_м} = \frac{2 \cdot D_{п}}{i_{рм}} \cdot \omega_{дв_м}. \quad (1.5)$$

У (1.5) ми зневажаємо зміною швидкості моталки за час переходу із шару на шар, оскільки цей перехід відбувається менш ніж у плинні одного витка змотування прокату, а це біля трьох-чотирьох метрів змотаного прокату в залежності від змотуваного шару. При швидкості прокатки від дев'яти до двадцяти метрів у секунду, у залежності від змотуваного профілю, час переходу складає менш 0,5с.

При постійній швидкості обертання випускної кліті – $\omega_{кл}$, якщо зневажити впливом натягу прокату на ділянці кліть-моталка, швидкість прокату на виході кліті – $V_{п_кл}$, постійна:

$$V_{п_кл} = \frac{D_{кл} \cdot (1 + s_{кл})}{2 \cdot i_{р_кл}} \cdot \omega_{кл}, \quad (1.6)$$

де: $D_{кл}$ – діаметр по дну калібру валків випускної кліті; $i_{р_кл}$ – передатне число редуктора випускної кліті; $s_{кл}$ – коефіцієнт випередження прокату у валках випускної кліті.

Тоді, за аналогією з відомою формулою Морозова-Файнберга [68, 118], зневажаючи силами впливу на прокат механізмів і пристроїв на ділянці прокат – кліть, зміною модуля Юнга подовжньої пружності прокату $E_{п}$ по його довжині внаслідок зміни температури прокату в лінії прискореного охолодження, швидкістю

поширення хвилі деформації по прокату при зміні його натягу, і т. ін., можна записати:

$$\sigma_{\pi}(\tau) = \frac{E_{\pi}}{l_{\text{кл} \leftrightarrow \text{м}}} \cdot \int_0^{\tau} (V_{\pi_{\text{м}}} - V_{\pi_{\text{кл}}}) \cdot dt + \sigma_{\pi}(0), \quad (1.7)$$

$$F_{\pi_{\text{м}}}(\tau) = \frac{4 \cdot \sigma_{\pi}(\tau)}{\pi \cdot D_{\pi}^2}. \quad (1.8)$$

де: $l_{\text{кл} \leftrightarrow \text{м}}$ – відстань кліть-моталка; σ_{π} – питомі зусилля (питомий натяг) у прокаті на ділянці кліть-моталка.

Отже, (1.3) справедливе тільки для сталого режиму змотування, тому сталість струму двигуна прокату при змотуванні не забезпечує сталості натягу змотування сортового прокату, як це впливає з аналізу навіть гранично спрощеної моделі взаємодії прокат – кліть.

Для відновлення необхідної величини натягу після переходу до змотування наступного шару необхідно знизити швидкість обертання столу моталки. Однак, моталка не може, у силу своєї інерційності, швидко відновити задану величину натягу, що призводить до додаткового утягування профілю. Тому актуальним є пошук науково-технічних рішень по підвищенню стабільності процесу змотування в напрямку взаємозалежного керування моталкою і механізмами, що беруть участь у змотуванні сортового прокату.

Зокрема, ривки натягу прокату, викликані зміною довжини прокату між моталкою і випускною кліттю через неузгодженість швидкостей змотування прокату на моталку і на виході випускної кліті, частково можуть бути знижені, як це пропонується в [73, 74], за рахунок регулювання натягу змотування прокату. Однак, ефективність такого регулювання для зниження ривків натягу досліджена не була.

Ще однією задачею досліджень, спрямованих на підвищення товарного виду мотків, вироблених на стані ДСДС 250/150-6, є зменшення кількості зривів верхніх витків при змотуванні. На рис.1.4 приведена фотографія мотка, у якого при змотуванні відбувся зрив верхніх витків.



Рис. 1.4. Фотографія мотка, у якого при змотуванні відбувся зрив верхніх витків

У сучасних моталок дана задача вирішується конструктивно – зрив витків запобігається спеціальною ребордою, що при зніманні мотка з барабана складається [114]. Наприклад конструкція моталок стану ДСДС 250/150-6 не дозволяє зробити таку конструктивну доробку. Крім того, частина споживачів замовляють сортовий прокат у мотках зниженої висоти – 500мм, а не 800мм, як у повновагих мотків. Для таких мотків навіть моталка сучасної конструкції не забезпечує рішення задачі запобігання зриву витків.

Ряд досліджень процесу змотування ниток, канатів і прокату [60, 76], показує можливість зниження імовірності зриву витків при переході із шару на шар шляхом забезпечення відповідного кута нахилу змотуваного матеріалу (кута девіації) при переході до змотування наступного шару. Такий кут може бути забезпечений за рахунок відповідного переміщення укладальника.

Таким чином, для підвищення якості змотування необхідно забезпечити регулювання швидкості руху укладальника відповідно до завдання в досить широких межах і досліджувати можливість зменшення імовірності зриву витків за рахунок керування швидкістю руху укладальника і натягом прокату при переході до змотування нового шару.

У результаті аналізу становища питання виробництва сортового прокату в мотках установлено:

- навіть при спаді загального обсягу виробництва сортового металопрокату існує тенденція збільшення попиту сортового прокату, що поставляється в мотках;

- до сортового прокату, що поставляється в мотках, пред'являються як вимоги по точності геометричних розмірів поперечного перетину прокату, так і ряд специфічних вимог до мотка прокату, обумовлених умовами його транспортування до споживача і технологією його подальшої переробки у споживача;

- сучасні лінії змотування сортового прокату забезпечують високу якість мотків, однак вартість їх настільки велика, що реконструкція ділянки змотування сортового прокату на існуючих станах з установкою сучасних ліній економічно недоцільна;

- металургійний комплекс України має унікальний прокатний стан, який має можливість покрити потреби України в сортовому прокаті діаметром до 40мм у мотках, а також експортувати продукцію на світовий ринок;

- для збільшення обсягу виробництва сортового прокату в мотках і підвищення експортного потенціалу стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» необхідно підвищити якість мотків в умовах їхнього виробництва на існуючій лінії змотування сортового прокату;

У результаті аналізу процесу змотування сортового прокату в мотки установлено:

- керування столом моталки без обліку взаємодії його через прокат з механізмами ділянки змотування сортового прокату не забезпечує якісне змотування сортового прокату;

- у процесі змотування сортового прокату в режимі стабілізації струму стола моталки виникають ривки натягу, зв'язані з переходом до змотування нового шару, що негативно позначається на якості змотування прокату;

- можливим напрямком у підвищенні якості змотування є регулювання натягу змотування за рахунок керування взаємозалежними механізмами ділянки змотування сортового прокату;

- забезпечення якісного змотування мотка вимагає рішення задачі точного регулювання швидкості руху укладальника в залежності від поточного змотуваного шару і швидкості обертання стола моталки;
- для підвищення якості змотування необхідно досліджувати можливість зменшення імовірності зриву витків за рахунок керування швидкістю руху укладальника і натягом прокату при переході до змотування нового шару;
- існуючий гідропривод укладальника не забезпечує плавного регулювання швидкості руху укладальника в широких межах;
- одним з напрямків рішення задачі плавного регулювання швидкості руху укладальника в широких межах є перехід до живлення гідроприводу кожного укладальника від локальної гідравлічної станції з регулюванням подачі олії шляхом зміни швидкості обертання насоса гідравлічної станції.

1.2 Аналіз процесу взаємодії механізмів при змотуванні сортового прокату і формалізація завдань з автоматизації

У процесі змотування сортового прокату в безпосередній взаємодії через прокат, що змотується, знаходяться власне механізми сортової моталки – обертовий стіл моталки й укладальник, трайбапарат і випускна прокатна кліть.

Кожний з перерахованих механізмів має свої функціональні задачі, і його автоматизована система, у першу чергу, забезпечує їхнє рішення.

Основи автоматизованого електропривода моталок розроблені в працях А.С. Філатова, Н.Н.Дружиніна, В.П. Бичкова, В.П. Архангельського, Б.В. Бригіневича й інших [5, 19, 22, 37, 118, 121-123].

Критичний аналіз цих робіт наведено в додатку А.3.

Основною проблемою, що в них досліджується і вирішується є питання впливу ексцентриситету рулону і валків клітей на коливання натягу прокату.

Однак, як показали дослідження, проведені на стані ДСДС 250-6 комбінату «Криворіжсталь», ексцентриситет валків випускної кліті практично не впливає на якість змотування, а от для компенсації впливу зміни поточного діаметра мотка при

переході до змотування нового шару необхідно упорядкувати змотування прокату вже з перших шарів і, особливо, при переході із шару на шар.

Таким чином, для сортових моталок є важливим керування укладанням витків прокату, а саме погодження керування укладальником зі столом моталки. Особлива увага повинна бути приділена такому керуванню при переході змотування з одного шару на іншій.

Слід зазначити, що роботи, присвячені керуванню укладальником при змотуванні сортового прокату, практично відсутні. Автору відома одна робота, присвячена питанням переходу прокату з змотування одного шару на наступний шар [60]. У роботі пропонується методика для визначення критичного кута девіації прокату, який необхідно забезпечити для переходу до змотування наступного шару. Незважаючи на ряд допущень прийнятих у роботі, запропонована методика може бути використана для визначення моменту реверса ходу укладальника для початку змотування наступного шару при заданій висоті мотка. Однак, роботи, що описують механізм «видавлювання» витків нижніх шарів витками знову змотуваного шару, автором знайдені не були. Навіть найбільш детальні дослідження процесу змотування сортового прокату в умовах стану ДСДС 250-6 меткомбіната «Криворіжсталь» (нині – ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг») [21, 41-43, 59, 108, 109], відзначаючи існування даної проблеми, механізми її виникнення не пояснюють, а, тим більш, не пропонують методів керування процесом змотування, що забезпечує мінімізацію імовірності виникнення даного ефекту.

Таким чином, для розробки методів погодженого керування механізмами моталки – укладальником і власне столом моталки, що забезпечують якісне змотування сортового прокату при переході до змотування наступного мотка, необхідно створити модель взаємодії верхніх витків двох верхніх шарів на початку змотування верхнього шару.

Залишаються маловивченими питання керування моталкою при захопленні сортового прокату. На відміну від листових моталок, де захоплення прокату моталкою здійснюється при низькій швидкості обертання – «заправної швидкості»,

у сортових моталках захоплення прокату відбувається на робочих швидкостях прокатки.

У роботах [59, 108] приведені результати досліджень, на підставі яких у [21] приведені залежності для визначення критичної сили вигину – P_k :

– в області пружної деформації

$$P_k = \left(\frac{\pi}{\nu} \right)^2 \cdot \frac{E \cdot \Psi}{l^2} , \quad (1.9)$$

де: E – модуль пружності; l – довжина вільної ділянки траси; ν – коефіцієнт, що враховує схему закріплення кінців прокату; Ψ – момент інерції поперечного перетину прокату:

– в області за межами пружної деформації:

$$P_k = \Delta \cdot \sigma_{\text{н}} \cdot F , \quad (1.10)$$

де Δ – коефіцієнт зниження напруги.

Дані залежності пропонується використовувати при визначенні критичних зусиль для різних профілів прокату і швидкості прокату при зустрічі з нерухомою обичайкою.

Вони використані для розробки алгоритму оцінки процесу захоплення і примотки переднього кінця прокату і визначення впливу на нього переднього кінця прокату і кута зустрічі його з моталкою.

Виконані в роботі [108] розрахунки з використанням такого алгоритму дозволили поліпшити процес захоплення і зменшити довжину вільних витків, однак не виключили перекручування форми мотка [44].

Очевидно, що вираження (1.9, 1.10) не враховують швидкість руху обичайки і прокату в процесі захоплення, а, також, не описують процес переходу від заходу прокату в моталку до змотування прокату на барабані моталки. Така квазістатична модель захоплення прокату не дозволяє коректно обґрунтувати алгоритм керування моталкою (столом моталки) у всіх фазах захоплення – від моменту обертання стола моталки на холостому ході в очікуванні входу прокату до початку штатного змотування прокату на барабан моталки.

У додатку А.4 розглянуто питання керування натягом прокату в процесі його змотування на барабан моталки. Результат аналізу показує, що мінімально припустимий питомий натяг у прокаті при його змотуванні – $\sigma_{п_м_min}$, може бути розрахований по формулі:

$$\sigma_{п_м_min} = \sigma_{т_п} \cdot \frac{4 \cdot D_{п}}{3 \cdot \pi \cdot D_{н_м}} + \rho_{п} \cdot V_{п}^2. \quad (1.11)$$

Тобто, повинен завжди забезпечуватися такий питомий натяг у прокаті перед моталкою – $\sigma_{п_м}$, щоб забезпечувалося

$$\sigma_{п_м} > \sigma_{п_м_min}. \quad (1.12)$$

Для того, щоб оцінити порядок питомого натягу в прокаті, задаймося початковими значеннями $D_{п} = 20\text{мм}$, $D_{н_м} = 1000\text{мм}$, $V_{п} = 15\text{м/с}$, $\sigma_{т_п} = 100\text{Н/мм}^2$ (границя текучості низьковуглецевої низьколегованої сталі при температурі 800°C [113]). При приведених початкових даних мінімальний питомий натяг у прокаті, необхідний для його пластичного вигину складає приблизно $0,85\text{Н/мм}^2$, а мінімально припустимий питомий натяг прокату перед моталкою – $2,6\text{Н/мм}^2$. Даний контрольний розрахунок продемонстрував, що мінімально припустимий рівень натягу лежить нижче граничних значень (для низьковуглецевої низьколегованої сталі при температурі прокату $850^{\circ}\text{C} \div 1100^{\circ}\text{C}$ складає $10 \text{ Н/мм}^2 \div 15 \text{ Н/мм}^2$, див. [134, 147]), при яких виявляється вплив натягу прокату на зміну розширення прокату в калібрі випускної кліті – на геометричні розміри поперечного профілю прокату, і, отже, змотування сортового прокату можливе без пластичної деформації його поперечного перетину, що забезпечує збереження його поперечних розмірів, отриманих безпосередньо в процесі прокатки. Другий висновок, який можна зробити з контрольного розрахунку – це більш висока частка складової, зв'язаної з відцентровими силами, у мінімально припустимому рівні натягу в порівнянні із силою, необхідною для власне вигину прокату.

Відцентрові сили діють на прокат і після укладання витків, тому важливо при змотуванні забезпечити щільне прилягання до мотка вже змотаних витків.

Після завершення змотування мотка, сили тертя між шарами прокату протидіють відновленню недеформованого стану прокату, а сили притиснення забезпечують збереження товарної форми мотка. Чим вище натяг при змотуванні прокату, тим більше щільний моток виходить і тем менше він підданий ушкодженням при транспортуванні. Зокрема, менше імовірність його «розсипання» при перевантаженнях. Безумовним обмеження сили натягу прокату знизу є такий натяг, при якому забезпечується умова змотування (1.12), а також, моток зберігає свою форму після завершення змотування і знімання з пристрою, який змотує, тобто треба забезпечити:

$$F_{H_M} > F_{H_M_min}, \quad (1.13)$$

де $F_{H_M_min}$ – мінімально припустимий, за умовами технології, натяг змотування прокату.

Вимога (1.13) є загальною, як для змотування листа, так і для змотування сортового прокату.

Натяг прокату обмежений також і зверху:

$$F_{H_M} < F_{H_M_max}, \quad (1.14)$$

де $F_{H_M_max}$ – максимально припустимий, за умовами технології, натяг змотування прокату.

Однак, різниця в технології (умовах) змотування прокату на листових і дрібносортових станах призводить до розходження у визначенні граничного значення $F_{H_M_max}$. Загальним у визначенні граничного значення $F_{H_M_max}$ є її вплив на геометричні розміри змотуваного прокату.

Питанням впливу переднього і заднього натягів на процеси у середовищі деформації і геометричні розміри прокату на виході з кліті, як при листовій, так і при сортовій прокатці, присвячена багато робіт [26, 77, 113, 129, 131 і ін.].

Резюмуючи дані роботи, можна виділити три основні зони, що характеризують вплив натягу на геометричні розміри прокату на виході з кліті.

Перша зона – зона практично пружних деформацій прокату, має місце при:

$$\sigma_{\text{п}} \leq \sigma_{\text{уп}} , \quad (1.15)$$

де $\sigma_{\text{уп}}$ – умовна межа пружності (для низьковуглецевої низьколегованої сталі при температурі прокату $850^{\circ}\text{C} \div 1100^{\circ}\text{C}$ складає $10\text{-}15 \text{ Н/мм}^2$, див. [113]).

Друга зона – зона пружно-пластичних деформацій прокату має місце, коли:

$$\sigma_{\text{уп}} < \sigma_{\text{п}} \leq \sigma_{\text{пл}} , \quad (1.16)$$

де $\sigma_{\text{пл}}$ – умовна межа границя текучості (для низьковуглецевої низьколегованої сталі при температурі прокату $850^{\circ}\text{C} \div 1100^{\circ}\text{C}$ складає $25\text{-}50 \text{ Н/мм}^2$, див. [113]).

Третя зона – зона пластичних деформацій прокату має місце, коли:

$$\sigma_{\text{п}} > \sigma_{\text{пл}} . \quad (1.17)$$

Для забезпечення стабільних поперечних розмірів прокату змотування прокату необхідно вести в першій зоні його натягу – зоні пружних деформацій.

Для сортових станів жорсткість механічної системи кліті досить висока, тому досить забезпечити питомий натяг прокату по всій його довжині на ділянці моталка-кліть у діапазоні

$$\sigma_{\text{уп_min}} < \sigma_{\text{п}} \leq \sigma_{\text{уп}} , \quad (1.18)$$

де $\sigma_{\text{уп_min}}$ – мінімально припустимий питомий натяг змотування прокату за умовами технології (відповідає $F_{\text{н_м_min}}$).

Таким чином можна зробити наступні висновки.

По-перше, перед моталкою сортовий прокат охолоджується в лінії прискореного охолодження, і температура змотування прокату (температура прокату безпосередньо перед моталкою) нижче температури прокату на виході випускної кліті (температури кінця прокатки), у результаті чого його механічні властивості по довжині нерівномірні. Зокрема, зростає мінімальний рівень натягу прокату, необхідного для його вигину, і рівень натягу, необхідного для одержання стійкої товарної форми мотка, у порівнянні з мінімальним рівнем натягу, технологічно необхідного при змотуванні прокату з температурою кінця прокатки.

Таким чином, звужується діапазон можливого варіювання натягу прокату згідно (1.18).

По-друге, натяг прокату на ділянці моталка-кліть не однаковий, що зв'язано з наявністю між випускною кліттю і моталкою трайбапарата, призначеного для транспортування початкової ділянки прокату через лінію прискореного охолодження. Це істотно ускладнює керування натягом прокату на ділянці моталка-кліть за допомогою моталки.

Слід зазначити, що виключення з розгляду трайбапарата при дослідженнях процесу змотування сортового прокату, виконаних у роботі [21], не дозволяє вважати запропоновану в даній роботі модель поводження прокату на ділянці моталка-кліть адекватною для умов прокатного стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Більш того, на наш погляд, некоректним у згаданій роботі є пояснення коливань прокату через його власні поперечні коливання під дією технологічних збурювань, а також зауваження про неприйнятність формули Морозова-Файнберга (див. (1.7)).

По-перше, на ділянці лінії прискореного охолодження, тобто між моталкою і трайбапаратом, прокат проходить усередині проводкової арматури й охолоджувальних труб, форсунок і відсічних пристроїв лінії прискореного охолодження. Тому, внаслідок обмеженості прохідного перетину перерахованого устаткування й обпирання на нього прокату в множині місць поперечні коливання прокату на даній, найбільш протяжній, ділянці неможливі. Отже, на даній ділянці можливий опис натягу прокату формулою Морозова-Файнберга.

По-друге, на ділянці випускна кліть - трайбапарат прокат проходить у передатному жолобі, дно якого знаходиться на 300-400 мм нижче осі прокатки. Тому, на цій ділянці прокат досить точно описується відомими з курсу опору матеріалів (див. [18]) залежностями вільного прогину балки з закріпленими кінцями, що зв'язують стрілу прогину балки з натягом матеріалу. Стосовно до сортового прокату дані залежності адаптовані в роботах [107, 134]. Питання поперечних коливань прокату в міжклітьовому проміжку розглядаються в роботах [48, 107].

Фактично ж основним збурюванням, що викликає коливання прокату на ділянці випускна кліть - трайбапарат є зміна натягу прокату на ділянці моталка-кліть при переході до змотування нового шару, що викликає практично стрибкоподібну зміну швидкості змотування прокату на барабан моталки при незмінній швидкості прокату на виході випускної кліті (див. п. 1.1, формули (1.4) – (1.8)). Додатковим збурюванням є зміна довжини прокату між випускною кліттю і мотком при переміщенні укладальника в процесі змотування. Саме дані збурювання викликають появи динамічної складової моменту сортової моталки типу Гаррета при змотуванні з натягом.

Аналіз основних рішень, щодо урахування динамічного моменту змотування у листових моталках наведено у додатку А.5.

Виходячи з аналізу (додаток А.5) можна зробити висновки, що задача ідентифікації натягу прокату на ділянці моталка-кліть і установка на цій основі раціонального завдання струму змотування є актуальною задачею керування сортовими моталками типу Гаррета при змотуванні прокату з натягом.

Задача ідентифікації і керування натягом прокату на ділянці моталка-кліть ускладнюється наявністю на даній ділянці трайбапарата. Основна задача даного механізму є транспортування передньої ділянки прокату через лінію прискореного охолодження до моталки. Як відзначається в [19], наявність транспортуючих пристроїв перед листовою моталкою значно ускладнює задачу керування моталкою. Повною мірою це відноситься і до задач керування сортовою моталкою.

У цілому, питанням керування таким допоміжним механізмом як трайбапарат, у літературі увага не приділяється. Навіть у роботі [21], присвяченій автоматизованому електроприводу сортових моталок на основі стану ДСДС 250-6, розглядаючи взаємодію моталка-кліть через прокат, що змотується, автор цілком випускає з розгляду трайбапарат, розташований між моталкою і кліттю і який, фактично, бере активно участь у такій взаємодії.

У першому наближенні, силу (у напрямку руху прокату), що діє з боку трайбапарата на прокат – $F_{тр_п}$, можна визначити як:

$$F_{\text{тр}_\Pi} = \begin{cases} k_{\text{тр}_\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}_\text{прж}} & \text{при } V_\Pi < \omega_{\text{тр}} \cdot R_{\text{тр}} \\ -k_{\text{тр}_\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}_\text{прж}} & \text{при } V_\Pi > \omega_{\text{тр}} \cdot R_{\text{тр}} \end{cases}, \quad (1.19)$$

де: $F_{\text{тр}_\text{прж}}$ – сила притиснення роликів трайбапарата до прокату; $k_{\text{тр}_\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя між поверхнею роликів трайбапарата і прокатом; $\omega_{\text{тр}}$ – швидкість обертання роликів трайбапарата; $R_{\text{тр}}$ – радіус роликів трайбапарата.

З (1.19) випливає, що зміною швидкості обертання роликів трайбапарата можна змінювати спрямованість сили, що діє на прокат з боку трайбапарата. Таким чином, трайбапарат може працювати як у транспортуючому режимі ($\omega_{\text{тр}} \cdot R_{\text{тр}} > V_\Pi$), так і в гальмовому режимі ($\omega_{\text{тр}} \cdot R_{\text{тр}} < V_\Pi$). Обидва даних режиму в даний час використовуються при змотуванні прокату: перший – для транспортування передньої ділянки прокату через лінію прискореного охолодження до моталки, другий – для запобігання зашморгу прокату після виходу його з випускної кліті. Час переходу від режиму гальмування до режиму транспортування обмежено часом паузи між двома заготовками, що послідовно прокатуються. Штатна технологічна пауза між заготовками для стану ДСДС 250/150-6 при прокатці сортового прокату складає три секунди. Мінімально припустима величина паузи визначається часом переключення стрілок на іншу моталку і складає порядку 2-2,5с. У той же час, режими транспортування і гальмування принципово можуть бути використані для керування натягом прокату на ділянках моталка - трайбапарат і трайбапарат - кліть. Однак, дотепер питання керування трайбапаратом для забезпечення раціонального режиму натягу прокату на ділянці моталка-кліть у літературі не відображені.

Аналогічний стан питання має місце й у відношенні випускної кліті як складової частини комплексу взаємозалежних механізмів моталка - кліть. Традиційно питання керування випускною кліттю не виділяються з розгляду питань керування прокатної лінії клітей. Питанням керування клітей для забезпечення вимог технології по веденню процесу безперервної прокатки присвячена багато робіт, наприклад, [1, 6, 7, 17, 25, 30, 31, 36, 38, 40, 47, 48, 72, 75, 82, 92, 97, 99, 101-103, 119, 124, 128, 136, 140, і ін.]. У цих роботах розглянуті як питання електропривода безпосередньо клітей, так і питання узгодження швидкостей клітей

при безперервній прокатки для забезпечення процесу безперервної прокатки. Однак, питання впливу процесу регулювання швидкості обертання випускної кліти на натяг прокату за випускною кліттю, тобто на ділянці моталка-кліть, практично не розглядалися.

У роботах [25, 120] розглядалися питання забезпечення погодженого керування механізмами безперервного листопрокатного стану (клітями і моталками) при виході регульованих координат електроприводів даних механізмів на обмеження (фізичні і технологічні). У роботах [6, 7] запропоновані методи були адаптовані до сортопрокатних станів. Запропоновані методи вирішували питання забезпечення погодженого збільшення і зменшення швидкості обертання механізмів, зв'язаних між собою прокатом, але вони не торкаються питань стабілізації натягу прокату за випускною кліттю.

У роботі [21] відзначається негативний вплив контурів стабілізації петлі прокату перед клітями на стабільність натягу прокату на ділянці моталка-кліть. Для зменшення такого впливу в приведеній роботі, зокрема, пропонується коректувати завдання на струм змотування моталки по навантаженню (струму якоря) моталки, тобто випускна кліть й у цьому випадку є пасивним елементом у системі взаємозалежних механізмів ділянки випускна кліть - моталка.

Слід зазначити, що проблема впливу контурів стабілізації петлі прокату на натяг прокату на ділянці випускна кліть-моталка для умов стану ДСДС 250-6 меткомбіната «Криворіжсталь» мала місце до 2002р. Відповідно до проекту, стабілізація петлі/прогину прокату в міжклітьовому проміжку здійснювалася регулюванням швидкості обертання кліті, розташованої відносно міжклітьового проміжку «по ходу прокатки» – регулювання «уперед» (див. [43]). Після впровадження нової системи керування швидкісним режимом прокатки (див. [101, 102]) такої проблеми не існує. В даний час стабілізація прогину прокату в міжклітьовому проміжку здійснювалася регулюванням швидкості обертання кліті, розташованої відносно міжклітьового проміжку «проти ходу прокатки» – регулювання «назад».

Таким чином, незважаючи на те, що сучасні системи керування швидкісним режимом прокатки дозволяють, за рахунок погодженого керування швидкостями обертання клітей прокатної лінії, змінювати швидкість прокатки на виході випускної кліті, можливість стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть за рахунок активного регулювання швидкісного режиму прокатки, не розглядалися.

У результаті аналізу механізмів, взаємодіючих при змотуванні сортового прокату, встановлено:

- відомі для листових станів технічні рішення по керуванню у процесі захоплення прокату моталкою не можуть бути використані для керування сортовою моталкою у наслідок різних умов захоплення прокату моталкою. Питання керування сортовою моталкою в процесі захоплення малодосліджені;

- у відмінності від листових станів, де збурювання в контурі стабілізації натягу перед моталкою, зв'язані зі зміною діаметра змотування, носять відносно низькочастотний характер, при змотуванні сортового прокату вони мають стрибкоподібний характер, що не дозволяє використовувати для сортових прокатних станів відомі технічні рішення для моталок листових станів;

- у науково-технічній літературі слабо відбиті питання погодженого керування укладальника і стола моталки для одержання якісного змотування мотка, особливо при переході до змотування наступного шару для запобігання зриву верхніх витків;

- сформульовані основні вимоги до підтримки натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть. Показано, що мінімальний рівень натягу перед моталкою визначається зусиллям, необхідним для вигину прокату, змотуваного на моток, з урахуванням відцентрових сил, що діють на нього, і він нижче максимально припустимого рівня натягу, що визначається питомим натягом перед кліттю, при якій не відбувається підвищеного утягування профілю прокату на виході з кліті. Зроблено висновок, що сортові моталки повинні забезпечувати підтримку натягу в прокаті у визначених границях і, у відмінності від листових моталок, технологічна необхідність його стабілізації на заданому рівні відсутня;

– установлено, що основним збурюванням, що викликає коливання прокату на ділянці випускна кліть - трайбапарат є зміна натягу прокату на ділянці моталка-кліть при переході до змотування нового шару, що викликає практично стрибкоподібну зміну швидкості змотування прокату на барабан моталки при незмінній швидкості прокату на виході випускної кліті. Додатковим збурюванням є зміна довжини прокату між випускною кліттю і мотком при переміщенні укладальника в процесі змотування;

– підвищення точності стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть корекцією завдання на струм змотування по динамічній складовій струму моталки, як це здійснюється в для листових моталок, неможливе через досить регулярний ефект «підklinювання» стола моталки;

– у даний трайбапарат використовується в двох режимах: режимі транспортування переднього кінця прокату до моталки до моменту його захоплення моталкою й у режимі гальмування задньої ділянки прокату по виходу його з випускної кліті. Питання керування швидкістю обертання трайбапарата в процесі змотування прокату практично не досліджувалися;

– у даний час керування швидкістю прокатки, зокрема швидкістю обертання випускної кліті розглядаються, насамперед, як керування швидкісним режимом прокатки усередині прокатної лінії клітей. Можливість стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть за рахунок активного регулювання швидкісного режиму прокатки, у доступних науково-технічних джерелах не розглядалися;

– для рішення основної задачі по керуванню механізмами, взаємодіючими при змотуванні сортового прокату, необхідно надійно ідентифікувати натяг прокату перед моталкою і за прокатною кліттю і на основі такої ідентифікації будувати систему взаємозалежного керування цими механізмами;

– для зменшення імовірності зриву витків при переході до змотування нового шару необхідно розробити модель, що описує процес переходу до змотування нового шару й обґрунтувати стратегію погодженого керування столом та укладальником.

1.3 Критичний огляд методів контролю натягу сортового прокату

Задача керування і, насамперед, стабілізації натягу прокату є однією з основних задач, розв'язуваних не тільки при керуванні змотуванням прокату, але і при керуванні режимом безперервної прокатки.

Питання впливу міжклітьових зусиль на процес прокатки знайшли своє відображення в роботах Целікова А.И., Чекмарьова А.П., Видріна В.Н. і багатьох інших авторів [26, 39, 77, 98, 130, 132 і ін.]. Коротко резюмуючи результати цих досліджень, можна сказати, що міжклітьові зусилля забезпечують вирівнювання швидкостей виходу і входу прокату в суміжних клітках і одночасно викликають зміну поперечних розмірів прокату на виході з клітей, до яких вони прикладені.

На основі проведеного аналізу технологічних аспектів задач керування процесом безперервної прокатки при виробництві сортового прокату можна зробити висновок про існування й актуальність проблеми автоматичного/автоматизованого настроювання режиму безперервної прокатки з малими міжклітьовими зусиллями в прокаті для дрібносортних станів.

Проблематика настроювання режиму безперервної прокатки з малими міжклітьовими зусиллями не нова. Їй присвячені роботи [17, 20, 49, 50, 98, 99, 103, 105, 106, 147, 148 і ін.], у яких пропонуються різні способи непрямої оцінки міжклітьових зусиль у прокаті.

Одним з найбільш відомих методів непрямого контролю міжклітьових зусиль (натягу) у прокаті, є метод, заснований на аналізі статичних моментів клітей, або його модифікація – аналізі якірних струмів або статичних струмів навантаження.

Критичний опис цього методу для умов стану ДСДС 250/150-6 наведено у додатку А.6

Додаткові труднощі у застосуванні даного метода для контролю натягу за випускною кліттю виникають через те, що він припускає порівняння моментів до і після захоплення прокату наступною кліттю або механізмом (у нашому випадку – трайбапаратом) і/або до і після виходу прокату з попередньої кліті. При відносно невеликих відстанях між випускною і передвипускною кліттю (в умовах стану

ДСДС 250/150-6 ця відстань складає 4м), випускною кліттю і трайбапаратом (в умовах стану ДСДС 250/150-6 це 7м), і великих швидкостях прокатки (для стану ДСДС 250/150-6 – до 18м/с) процедура визначення базових значень моментів навантаження припадає на час перехідного процесу у клітях після захоплення прокату кліттю, або безпосередньо після виходу прокату з кліті, тобто на період, коли мають місце максимальні динамічні навантаження.

Саме цими обставинами пояснюється той факт, що метод, заснований на аналізі статичних моментів клітей, використовується для ідентифікації міжклітьових зусиль у чорнових групах клітей і не використовується для цих цілей у чистових групах.

Необхідно відзначити, що запропоноване в роботі [21] технічне рішення по стабілізації натягу змотування сортового прокату шляхом корекції завдання регулятора струму моталки по похідній якірного струму випускної кліті була продиктована спробою часткової компенсації такого збурювання режиму змотування, як регулювання швидкості випускної кліті. У теперішній час регулювання швидкісного режиму прокатки на стані ДСДС 250/150-6 здійснюється проти ходу прокатки, тобто швидкість обертання випускної кліті є стабільною (див. [101, 102], і дана складова проблеми підвищення якості змотування прокату була знята.

У той же час, даний метод може бути використаний для оцінки натягу прокату за випускною кліттю, що створює трайбапарат при транспортуванні передньої ділянки прокату до моталки, тому що навантаження трайбапарата визначаються транспортуючою силою, що діє з боку трайбапарата на прокат (див. (1.19)).

У такому випадку, теоретично можливим є і розрахунок сили натягу прокату перед кліттю – $F_{н_кл}$:

$$F_{н_кл} = F_{н_м} + F_{тр_п} , \quad (1.20)$$

однак, на точність такого опосередкованого визначення натягу прокату перед кліттю мають вплив як динамічні процеси взаємодії механізмів ділянки моталок через метал, що прокатуються, так і нестабільність транспортуючої сили

трайбапарата, зв'язаної з поперечними зсувами прокату в роликах калібру і нерівномірністю транспортуючого діаметра останніх, викликаною виробленням їхньої поверхні. Оскільки трайбапарат розглядається, точніше – згадується, у відомій нам технічній літературі як допоміжний механізм, а особливості трайбапарата і режими його роботи не розглядаються, питання використання якірного струму трайбапарата для ідентифікації режиму змотування сортового прокату, а самого трайбапарату – для керування режимом змотування, вимагає додаткових досліджень.

Таким чином, можна зробити висновок, що струмовий метод контролю натягу прокату доцільно використовувати для контролю і керування натягом прокату перед моталкою, однак використання його для керування процесом змотування, зокрема, для керування натягом прокату перед випускною кліттю вимагає додаткових досліджень.

У роботі [100] описуються експериментальні дослідження режиму роботи сортових моталок. Натяг прокату перед моталкою контролювався підйомним датчиком натягу.

Аналіз даного способу і його модифікації наведено у додатку А.7.

У той же час на вітчизняних станах одержала широке поширення прокатка з вільним прогином розкату між клітьми [1, 58, 72, 75, 101-102, 107, 111, 134] (див. рис.1.5).

Незважаючи на те, що, як і при петлерегулюванні, при прокатці з вільним прогином контролюється просторове положення прокату – висота (стріла) прогину, і стабілізація стріли прогину прокату здійснюється за рахунок регулювання швидкості обертання клітей, у відмінності від прокатки з петлею, прокатка з прогином прокату є прокаткою з малим натягом прокату між клітьми.

Взаємозв'язок стріла прогину прокату h у середині міжклітьового проміжку з питомим натягом прокату визначається по формулі [134]:

$$h = \frac{h_0}{1 + \frac{\sigma - \rho \cdot V^2}{\sigma_k}}, \quad (1.21)$$

де: h_0 – стріла прогину прокату при нульових подовжніх зусиллях у прокаті, м; σ – величина питомих подовжніх зусиль, при $\sigma > 0$ – натяг, при $\sigma < 0$ – підпір, Н/мм²; $\sigma_{до}$ – критична питома Ейлерова сила для прокату як балки, Н/мм²; ρ – щільність прокату, $\rho = 7,85 \cdot 10^3$, кг/м³; V – лінійна швидкість переміщення прокату в міжклітьовому проміжку, м/с.

Графік розрахункової залежності прогину прокату від його натягу для умов чистової групи клітей приведений на рис. 1.5.

Як випливає з (1.21) і рис. 1.6 існує досить жорсткий функціональний зв'язок між величиною прогину прокату і натягу прокату, що дозволяє, при відомих параметрах прокату по величині прогину прокату контролювати його натяг.

У відмінності від контролю натягу з використанням підйомного петлетримача, спосіб контролю натягу по вільному прогину прокату не вимагає додаткових механічних пристроїв, що контактують із прокатом і не критичний до поперечного зсуву прокату.

Якщо розглянути схему розташування устаткування, розміщеного за випускною кліттю (див. рис.1.3), то видно, що між останньою кліттю прокатного стану і трайбапаратом мається простір (для умов стану ДСДС 250/150-6 це більш десяти метрів), достатній для організації прогину прокату необхідної величини.

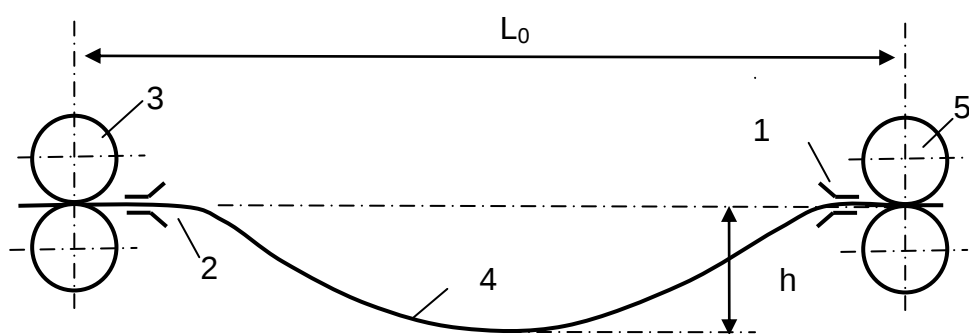
Очевидно, що в цьому випадку спосіб контролю натягу прокату за випускною кліттю є таким, що цілком реалізується.

Відомо патент на спосіб регулювання натягу на моталці дрібносортного стану з контролем стріли прогину прокату за випускною кліттю [73]. Приклад пристрою, що його реалізує, представлений на рис.1.7.

Суть способу полягає в тім, що регулювання натягу прокату перед моталкою задається традиційно – струмом змотування, а от сам струм змотування визначається двома параметрами: струмом змотування, заданим оператором, і відхиленням фактичного прогину прокату від величини, заданої тим же оператором.



а



б

1, 2 – привалкова арматура; 3, 5 – кліті; 4 – прокат

Рис. 1.5. Прокатка з вільним прогином прокату в чистовій групі клітей дрібносортового стану (а) і схема утворення вільного прогину (б)

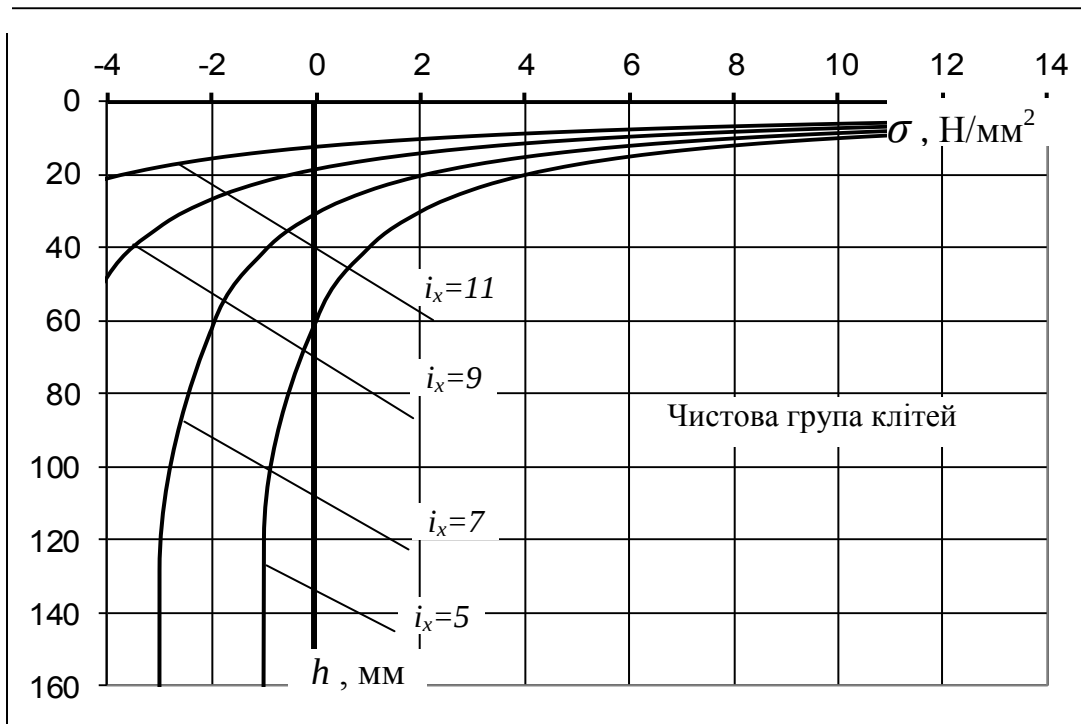
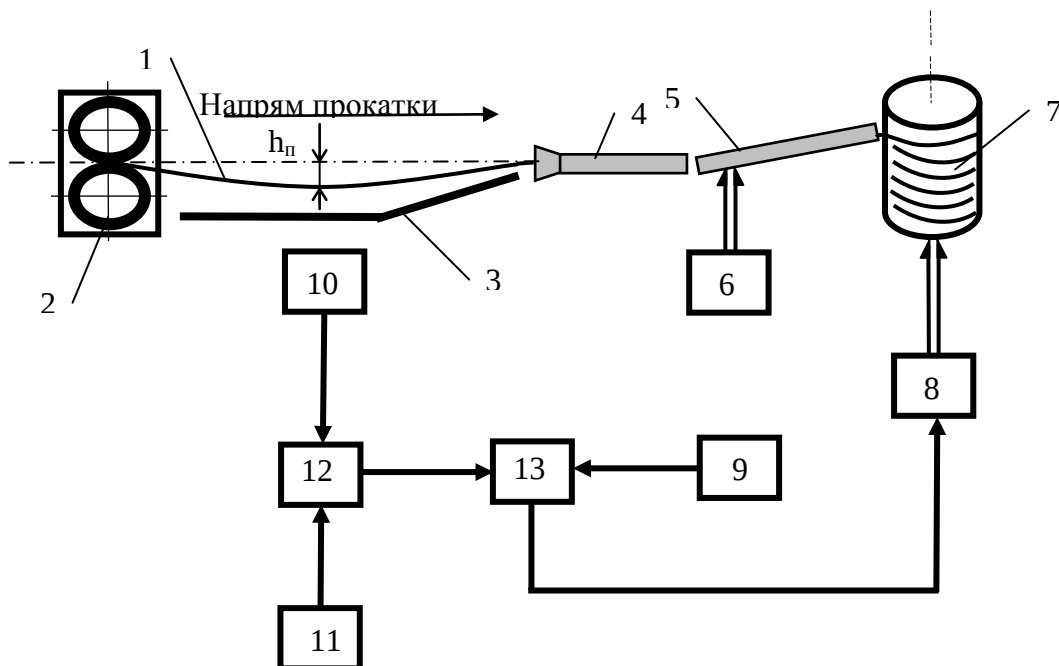


Рис. 1.6. Графіки залежності величини прогину прокату з різним моментом інерції у вертикальній площині від питомих зусиль («+» натяг, «-» підпір) при міжклітьовій відстані 4 м



1 – прокат; 2 – випускна кліть; 3 – передатний стіл; 4 – вхідна траса моталки; 5 – укладальник; 6 – привод укладальника; 7 – моталка; 8 – привод моталки; 9 – датчик струму змотування; 10 – вимірювач прогину прокату; 11 – датчик прогину прокату; 12, 13 – блоки порівняння

Рис. 1.7. Пристрій, що реалізує спосіб регулювання натягу на моталці дрібносортового стану, з контролем стріли прогину прокату за випускною кліттю

При всій продуктивності даного способу, у ньому закладена неоднозначність і внутрішнє протиріччя, тому що завдання струму змотування оператор повинен задавати, виходячи з необхідної якості змотування мотка, а величину прогину прокату – виходячи з умови забезпечення необхідного натягу прокату безпосередньо за кліттю.

У дійсності ж необхідний раціональний компроміс між величиною натягу прокату безпосередньо перед моталкою і безпосередньо за випускною кліттю. Крім того, даний спосіб не враховує наявності трайбапарата між випускною кліттю і моталкою.

У дійсності ж необхідний раціональний компроміс між величиною натягу прокату безпосередньо перед моталкою і безпосередньо за випускною кліттю. Крім того, даний спосіб не враховує наявності трайбапарата між випускною кліттю і моталкою.

Таким чином, контроль натягу прокату безпосередньо за випускною кліттю по стрілі його прогину між випускною кліттю і трайбапаратом є технічно реалізуємим і перспективним, з погляду використання для керування режимом змотування, однак його практичне застосування вимагає додаткових досліджень для виявлення найбільш ефективних каналів керування процесом змотування, виходячи з особливостей режимів змотування прокату на моталках Гаррета.

У патенті [74] пропонується регулювати натяг прокату при змотуванні в залежності від кута положення укладальника для компенсації зміни сил кутового тертя і довжини пружної лінії прокату траси, що змінюються при русі укладальника. Як і в попередньому патенті, регулювання пропонується проводити шляхом корекції завдання струму моталки. Величина корекції визначається по аналітично розрахованих функціональних залежностях. Оскільки коефіцієнт тертя залежить від багатьох параметрів, у тому числі – від температури прокату (див., наприклад, [1, 77]) від шорсткості тертьових поверхонь і т.д., така аналітична залежність буде досить наближеною, що визначає низьку ефективність даного методу регулювання натягу змотування. Тим більше, що він не забезпечує рішення основної задачі – при підтримці необхідного натягу змотування прокату забезпечити натяг прокату

безпосередньо за випускною кліттю на рівні, що не призводить до утягування профілю в її калібрі.

У пристроях [12, 15, 16] аналогічним способом – програмною зміною натягу прокату при його змотуванні, шляхом корекції завдання струму моталки, впливають на формування мотка в процесі його змотування. Дослідження даних пристроїв, проведені в [21] виявили, поряд з деякими перевагами, і ряд недоліків, зокрема, неможливість знизити і стабілізувати в більш жорстких межах навантаження останньої кліті. Дані результати цілком підтверджують висновки, зроблені при аналізі технічного рішення [74].

У пристроях [11, 13, 14] пропонується додатково корегувати завдання струму моталки по навантаженню (зміні навантаження, похідній якірного струму) останньої кліті.

По суті, тут використаний добре відомий метод непрямого контролю міжклітьових зусиль (натягу) у прокаті, заснований на аналізі статичних моментів клітей, або його модифікація – аналізі якірних струмів або статичних струмів навантаження. Переваги і недоліки даного методу розглянуті на початку даного параграфа. Тут лише відзначимо, що в нашому випадку його використання може знизити лише досить значний натяг прокату, однак забезпечити режим малих натягів прокату і гарантовано усунути утягування профілю на виході випускної кліті даним технічним рішенням неможливо.

Таким чином, проведеним у дійсному параграфі аналізом встановлено:

- контроль натягу прокату безпосередньо перед моталкою доцільно проводити по навантаженню моталки, а керування натягом – через канал завдання струму моталки;

- контроль натягу прокату за випускний кліттю (між випускною кліттю і трайбапаратом) теоретично може бути розрахований по навантаженню трайбапарата, однак питання ідентифікації режиму змотування сортового прокату і керування режимом змотування, на базі трайбапарата вимагає додаткових досліджень;

- контроль стріли вільного прогину прокату за випускний кліттю дозволяє оцінити його (прокату) натяг;
- необхідні дослідження для виявлення найбільш ефективних каналів керування процесом змотування, виходячи з особливостей режимів змотування прокату на моталках Гаррета і з урахуванням застосовуваних методів ідентифікації натягу прокату й особливостей автоматизованих систем, взаємодіючих у процесі змотування.

Висновки до розділу 1

В даний час навіть при спаді загального обсягу виробництва сортового металопрокату існує тенденція збільшення попиту сортового прокату, що поставляється в мотках.

До сортовому прокату, що поставляється в мотках, пред'являються вимоги як по точності геометричних розмірів поперечного перерізу прокату, так і ряд специфічних вимог до мотка прокату, обумовлених умовами його транспортування до споживача і технологією його подальшої переробки у споживача.

Металургійний комплекс України має унікальний прокатний стан МПС 250 / 150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», який має можливість покрити потребу України в сортовому прокаті діаметром до 40мм в мотках, а також експортувати продукцію на світовий ринок. Реалізація таких можливостей вимагає рішення науково-практичного завдання щодо підвищення якості мотків до світового рівня в умовах їх виробництва на існуючій лінії змотування сортового прокату.

Аналіз вимог до сортовому прокату, що поставляється в мотках, дозволив сформулювати наступні основні вимоги до товарної продукції:

- необхідно забезпечити максимальну точність поперечних геометричних розмірів прокату в мотках для зменшення енерговитрат і мінімізацію порушень технологічного процесу волочіння при його подальшій переробці в металовиробничій промисловості;

- необхідно забезпечити необхідну щільність змотування прокату в мотках. Щільність змотування визначається як вимогами до транспортування мотків, так і

технологією підготовки поверхні прокату перед його подальшою переробкою у споживача (замовника);

- необхідно забезпечити товарний вигляд мотків і їх транспортабельність, звівши до мінімуму довжину вільних витків прокату, що утворюються при захопленні прокату моталкою і в процесі змотування прокату через відриву верхнього витка від основного тіла мотка.

В результаті аналізу процесу змотування сортового прокату в мотки встановлено:

- керування столом моталки без урахування взаємодії його з автоматизованими системами механізмів ділянки змотування сортового прокату через прокат не забезпечує якісне змотування сортового прокату;

- в процесі змотування сортового прокату в режимі стабілізації струму столу моталки виникають ривки натягу, пов'язані з переходом до змотування нового шару, що негативно позначається на якості змотування прокату. Можливим напрямом у підвищенні якості змотування є регулювання натягу змотування за рахунок керування взаємопов'язаними механізмами ділянки змотування сортового прокату;

- забезпечення якісного змотування мотка вимагає рішення технічної задачі точного регулювання швидкості руху укладальника в залежності від поточного змотуваного шару і швидкості обертання столу моталки;

- для зменшення ймовірності зриву витків необхідно узгодити керування укладальника і моталкою (столом моталки) при переході до змотування нового шару;

В результаті аналізу процесу взаємодії механізмів при змотуванні сортового прокату, встановлено:

- відомі для листових станів технічні рішення з керування моталкою в процесі захоплення прокату не можуть бути використані для керування сортовою моталкою з огляду на різні умови захоплення прокату цими моталками. Питання керування сортовою моталкою в процесі захоплення вивчені мало;

- на відміну від листових станів, де обурення в контурі стабілізації натягу перед моталкою, пов'язані з зміною діаметра змотування, носять монотонний

характер, під час змотування сортового прокату обурення мають стрибкоподібний характер, що не дозволяє використовувати для сортових прокатних станів відомі технічні рішення для моталок листових станів;

- сформульовані основні вимоги до підтримки натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть. Показано, що мінімальний рівень натягу перед моталкою визначається зусиллям, необхідним для вигину прокату, змотуваного на моток, з урахуванням відцентрових сил, що діють на нього, і він нижче максимально допустимого рівня натягу, який визначається питомим натягом за кліттю, при якому не відбувається підвищеного утягування профілю прокату на виході з кліті. Зроблено висновок, що сортова моталка повинна забезпечувати підтримку натягу в прокаті в певних межах і, на відміну листових моталок, технологічна необхідність його стабілізації на заданому рівні відсутня;

- встановлено, що основним обуренням, що викликає коливання прокату на ділянці випускна кліть - трайбапарат є зміна натягу прокату на ділянці моталка-кліть при переході до змотування нового шару, яке викликає практично стрибкоподібну зміну швидкості змотування прокату на барабан моталки при незмінній швидкості прокату на виході випускний кліті. Додатковим обуренням є зміна довжини прокату між випускною кліттю і мотком при переміщенні укладальника в процесі змотування;

- підвищення точності стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть корекцією завдання на струм змотування по динамічній складовій струму моталки, як це здійснюється для листових моталок, неможлива через досить регулярний ефект «підклинювання» столу моталки;

- в даний час трайбапарат використовується в двох режимах: режимі транспортування передньої ділянки прокату до моталки до моменту його захоплення моталкою і - в режимі гальмування задньої ділянки прокату після виходу його з випускний кліті. Питання керування швидкістю обертання трайбапарата в процесі змотування прокату практично не досліджувалися;

- в даний час керування швидкістю прокатки, зокрема швидкістю обертання випускної кліті, розглядаються, перш за все, як керування швидкісним режимом

прокатки всередині прокатної лінії клітей. Можливість стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть за рахунок активного регулювання швидкісного режиму прокатки, в доступних науково-технічних джерелах не розглядалися;

- для вирішення основного завдання з керування механізмами, що взаємодіють при змотуванні сортового прокату, необхідно надійно ідентифікувати натяг прокату перед моталкою і за прокатною кліттю і на основі такої ідентифікації будувати систему взаємопов'язаного керування автоматизованими системами цих механізмів;

- для зменшення ймовірності зриву витків при переході до змотування нового шару необхідно розробити модель, що описує процес переходу до змотування нового шару і обґрунтувати стратегію узгодженого керування столом і укладальником.

- контроль натягу прокату безпосередньо перед моталкою доцільно проводити по навантаженню моталки, а керування натягом - через канал завдання струму моталки;

- контроль натягу прокату за випускною кліттю (між випускною кліттю і трайбапаратом) теоретично може бути розрахований по навантаженню трайбапарата, однак питання ідентифікації режиму змотування сортового прокату і керування режимом змотування, на базі системи трайбапарата вимагає додаткових досліджень;

- контроль стріли вільного прогину прокату за випускною кліттю дозволяє оцінити його (прокату) натяг;

- необхідні дослідження для виявлення найбільш ефективних каналів керування процесом змотування, виходячи з особливостей режимів змотування прокату на моталках Гаррета і з урахуванням застосовуваних методів ідентифікації натягу прокату і особливостей автоматизованих систем, які взаємодіють у процесі змотування.

Для найбільш повного забезпечення вимог до сортового прокату, що поставляється в мотках, необхідно вирішити такі наукові завдання:

- дослідити процес змотування прокату і вирішити задачу по стабілізації натягу прокату як безпосередньо перед моталкою, так і безпосередньо за випускний

кліттю за рахунок узгодженого керування комплексом автоматизованих систем, взаємодіючих в процесі змотування прокату;

- дослідити процес захоплення прокату моталкою і запропонувати закони керування, що забезпечують мінімальну довжину вільних витків прокату при забезпеченні надійного захоплення;

- дослідити поведінки прокату при переході до змотування нового шару і отримати закономірності для узгодженого керування моталкою (столом моталки) і укладальником, при яких імовірність зриву верхнього витка мінімальна.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЗМОТУВАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ

2.1 Аналітичні дослідження процесу захоплення прокату моталкою для його ідентифікації і керування

При захопленні прокату моталкою можна виділити наступні основні стадії: стадія заходу прокату в моталку, стадія захоплення прокату столом, стадія захоплення прокату барабаном моталки.

Стадія заходу прокату в моталку починається з моменту виходу переднього торця прокату з укладальника і завершується моментом торкання переднім торцем прокату бурту стола моталки. Схема стадії заходу прокату в моталку приведена на рис.2.1.

У нижнім положенні укладальник спрямований так, щоб передній торець прокату після виходу його з укладальника вступив у перший контакт зі столом у точці, у якій напрямок швидкості стола (піддона стола) збігається з напрямком швидкості руху прокату.

У момент торкання стола прокатом на нього починає діяти згинальний момент сил у вертикальній площині, що притискає прокат до піддона стола.

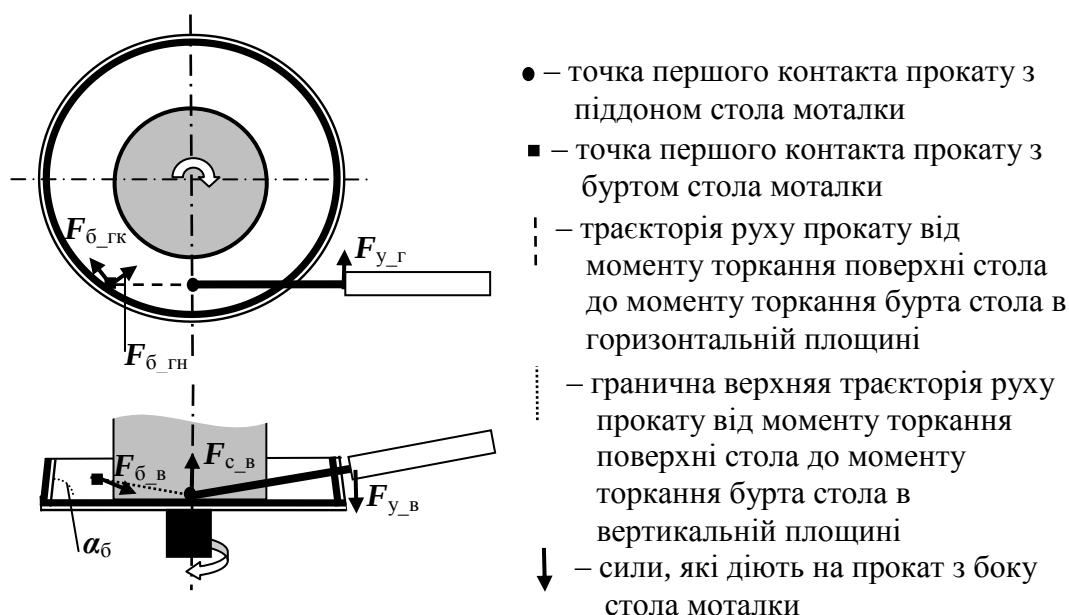
При подальшому русі прокат упирається в борт стола, і на нього починає діяти момент сил у горизонтальній площині, що згинає прокат таким чином, щоб його передній торець рухався в напрямку обертання стола моталки.

Шлях, пройдений переднім торцем прокату в на першій стадії захоплення, тобто від виходу з укладальника (носка укладальника) до торкання бурту стола – $L_{п_ст1}$, легко розрахувати по формулі (див. рис.2.2):

$$L_{п_ст1} = \sqrt{R_{nc}^2 - L_{oy}^2} + \sqrt{H_{ny}^2 + L_{ny}^2}, \quad (2.1)$$

де: H_{ny} – відстань від носка укладальника до поверхні піддона стола; L_{ny} – відстань від торця носка укладальника до осі стола моталки в напрямку, перпендикулярному напрямку руху прокату в укладальнику; L_{oy} – відстань осі

укладальника моталки від осі стола моталки в напрямку руху прокату в укладальнику; $R_{\text{пс}}$ – внутрішній радіус бурту піддона моталки.

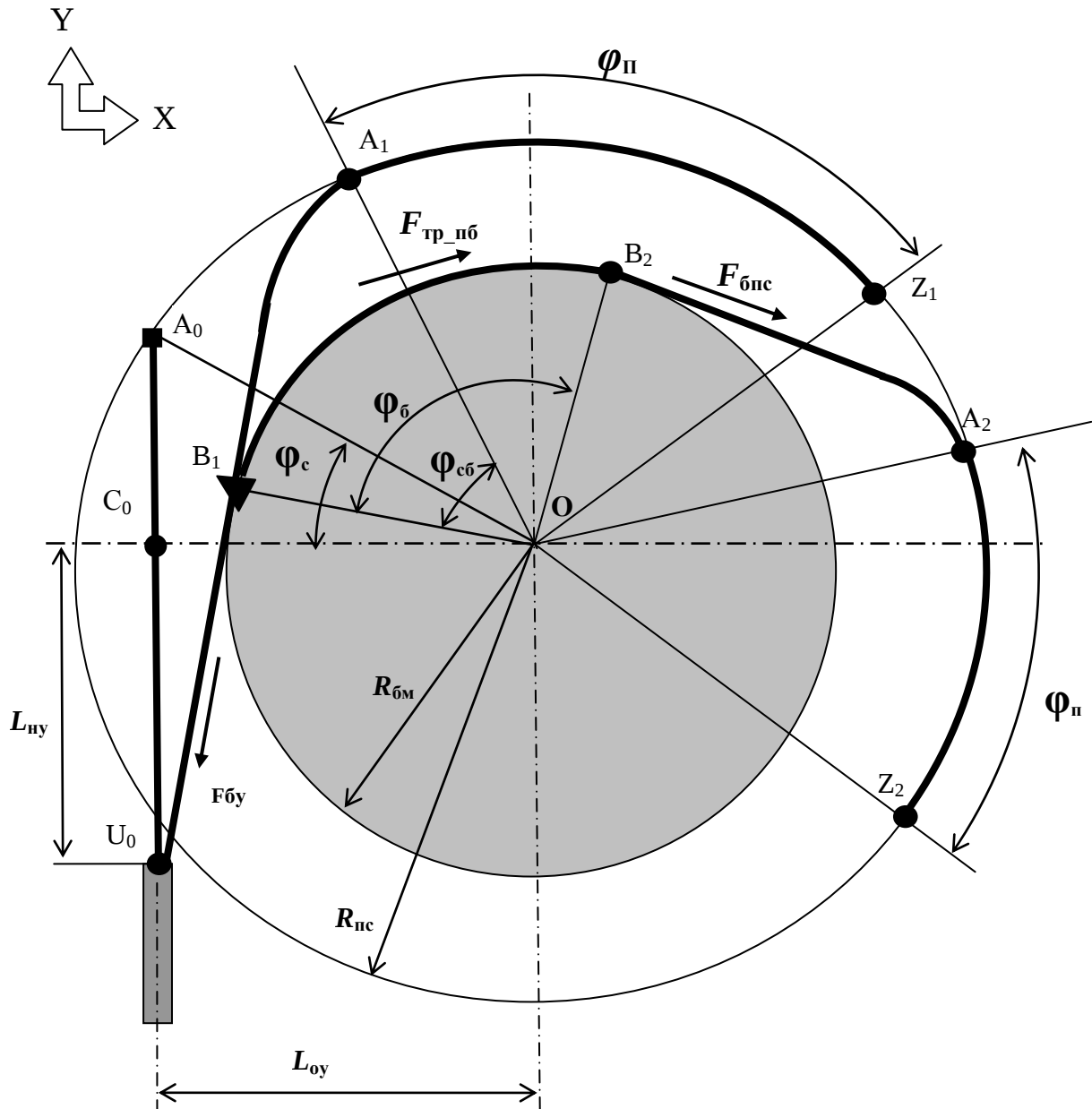


$F_{\gamma_{\Gamma}}$, $F_{\gamma_{\Gamma}}$, – сили, які діють на прокат з боку укладальника в горизонтальній і вертикальній площині, відповідно; $F_{\delta_{\Gamma}}$, $F_{\delta_{\Gamma}}$ – сили, які діють на прокат з боку бурта стола моталки в горизонтальній і вертикальній площині, відповідно ($F_{\delta_{\Gamma H}}$, $F_{\delta_{\Gamma K}}$ – нормальна і дотична складової $F_{\delta_{\Gamma}}$); $F_{\gamma_{\Gamma}}$ – сила, яка діє на прокат з боку піддона стола моталки; α_{δ} – кут сходження бурта і піддона стола

Рис. 2.1. Схема стадії заходу прокату в моталку

Для сортових моталок дрібносоротно-дротового стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «Арселор Міталл Кривий Ріг» $R_{\text{пс}}=0,675$ м, $L_{\text{ну}}=0,560$ м, $L_{\text{оу}}=0,460$ м, $H_{\text{ну}}=0,140$ м, тоді розрахунок по (2.1) дає $L_{\text{п_ст1}}=0,858$ м, зовнішній радіус барабана моталки – $R_{\text{ом}}=0,45$ м.

При робочих швидкостях прокатки на виході сортової лінії клітей 9÷18 м/с, час проходження переднього торця прокату від виходу з носка укладальника до точки торкання бурту стола складає менш 0,1с. Тому, керування моталкою (столом моталки) на даній стадії полягає в коректному виборі швидкості обертання холостого ходу моталки.



$R_{бм}$ – радіус барабана моталки; $R_{пс}$ – внутрішній радіус бурта піддона моталки;
 $L_{оу}$ – відстань осі укладальника моталки від осі стола моталки в напрямку руху прокату в укладальнику; $L_{ну}$ – відстань від торця носка укладальника до осі стола моталки в напрямку, перпендикулярному напрямку руху прокату в укладальнику; $\varphi_{п}$ – кут прилягання прокату до бурта піддона стола; $\varphi_{б}$ – кут прилягання прокату до барабана моталки; $\varphi_{с}$ – кут першого торкання прокатом бурта стола; $\varphi_{сб}$ – кут між точкою першого торкання прокатом барабана і точкою початку контакту прокату з буртом піддона стола; $F_{бпс}$ – сила натягу прокату з боку піддона стола; $F_{бу}$ – сила натягу прокату з боку укладальника; $F_{тр_пб}$ – сила тертя прокату об барабан моталки

Рис. 2.2. Схема процесу захоплення прокату моталкою

Для надійного вигину торця прокату убік обертання стола моталки, необхідно, щоб сила, що діє на передній торець прокату в момент його торкання і безпосередньо після такого моменту, діяла в напрямку обертання стола моталки. Дана умова однозначно дотримується, якщо лінійна швидкість бурту стола моталки буде вище лінійної швидкості прокату, тобто виконується нерівність (див. також, (1.1)):

$$\omega_{\text{дв_м_хх}} > \frac{V_{\text{п}}}{\left(R_{\text{с_вб}} - \frac{D_{\text{п}}}{2}\right)} \cdot i_{\text{рм}} . \quad (2.2)$$

Бажано також, для виключення підгинання початкової ділянки прокату в момент його першого торкання стола, щоб лінійна швидкість стола в цієї точці була близька, але не менш лінійної швидкості прокату :

$$\omega_{\text{дв_м_хх}} \geq \frac{V_{\text{п}}}{L_{\text{оу}}} \cdot i_{\text{рм}} . \quad (2.3)$$

Оскільки умова (2.3) більш жорстка, ніж (2.2), при виборі швидкості обертання холостого ходу стола моталки варто враховувати його.

Стадія захоплення прокату столом починається з моменту торкання переднього торця прокату бурту стола і продовжується до моменту початку вигину прокату в точці торкання прокатом барабана моталки – від положення U_0-A_0 і до положення $U_0-B_1-A_1-Z_1$ (див. рис.2.2).

Після того, як прокат упреться в борт піддона стола, він згинається, його передній торець відхиляється по напрямку руху стола, і прокат, що захоплюється силами тертя, під дією відцентрових сил притискається до бурту стола, а, завдяки наявності кута сходження між буртом і піддоном стола (див. рис. 2.1), і - до піддона стола, укладаючись по внутрішньому радіусі бурту стола.

Проаналізуємо порядок протікання стадії захоплення прокату столом моталки після початку його укладання по внутрішньому радіусі бурту стола. Почнемо з розгляду взаємодії елементарної маси прокату зі столом (див. рис. 2.3).

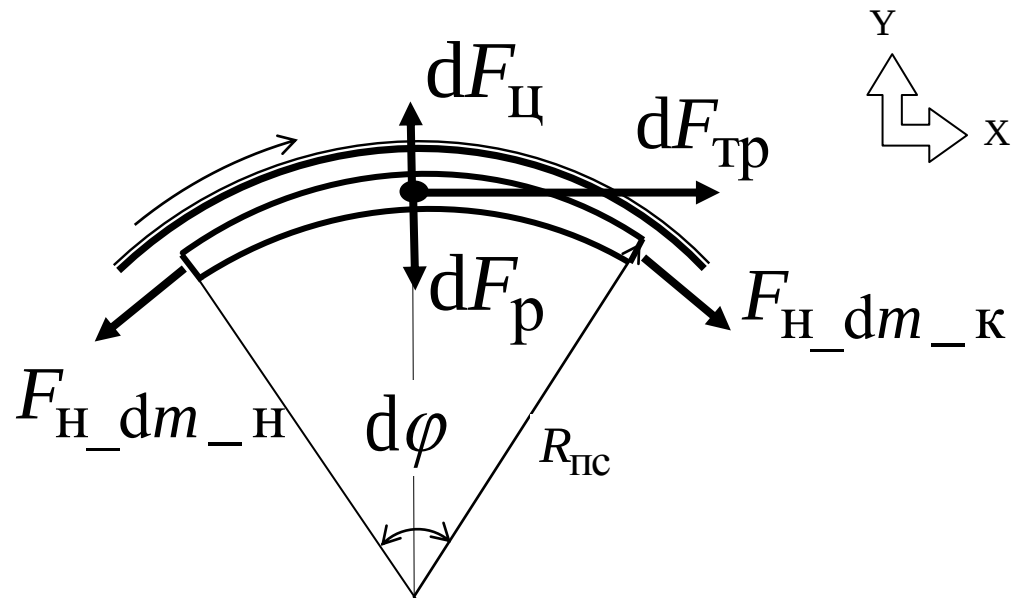


Рис. 2.3. Розрахункова схема сил, прикладених до елементарної маси прокату, притиснутої до бурта стола моталки, в горизонтальній площині

На елементарну масу прокату – dm , притиснуту до бурту столу, у горизонтальній площині діють: елементарна відцентрова сила – $dF_{ц}$, сила реакції бурту стола – dF_p (приймаємо, що прокат прилягає до бурту стола і відцентрова сила не компенсується силами натягу, прикладеними до кінців елементарної маси прокату), елементарна сила тертя прокату об борт стола – $dF_{тр}$, початкова сила натягу, прикладена до елементарної маси прокату з боку ділянки прокату, що набігає $F_{H_dm_н}$, кінцева сила натягу, прикладена до елементарної маси прокату з боку ділянки прокату, що збігає $F_{H_dm_к}$.

Розрахункова схема сил, прикладених до елементарної маси в горизонтальній площині, приведена на рис.2.3. Розрахунок будемо проводити, спираючись на методику виведення формули Ейлера для розрахунку статичної взаємозв'язку сил, прикладених до набігаючої на шків і збігаючої зі шківів гнучкої нитки [115].

Елементарна відцентрова сила – $dF_{ц}$:

$$dF_{ц} = \frac{dm \cdot V_n^2}{R_{пс}}. \quad (2.4)$$

Оскільки елементарна маса dm має елементарний кут прилягання до бурту – $d\varphi$:

$$d\varphi = \frac{dm}{\rho \cdot S_{\Pi} \cdot R_{\text{пс}}} , \quad (2.5)$$

де: ρ – щільність стали; S_{Π} – площа поперечного перетину прокату, то (2.4) можна переписати у виді:

$$dF_{\text{ц}} = \rho \cdot S_{\Pi} \cdot V_{\Pi}^2 \cdot d\varphi . \quad (2.6)$$

Збільшення сили натягу прокату на дузі $d\varphi$ – $dF_{\text{н}}$ дорівнює:

$$dF_{\text{н}} = F_{\text{н_дм_н}} - F_{\text{н_дм_к}} \quad (2.7)$$

і спрямовано у бік, протилежний силі тертя. Оскільки сума проекцій сил на вісь X повинна дорівнювати нулю, маємо:

$$dF_{\text{н}} = dF_{\text{тр}} . \quad (2.8)$$

Відзначимо, що поряд із силою тертя, обумовленою силою притиснення прокату до бурту стола відцентровою силою, на нього також діє сила тертя від притиснення його до піддона стола силою ваги – $g \cdot dm$. Тоді загальна сила тертя визначається сумарною силою взаємодії прокату з буртом і піддоном стола моталки:

$$dF_{\text{тр}} = \mu_{\text{тр_пс}} \cdot (dF_{\text{п}} + g \cdot dm) , \quad (2.9)$$

де $\mu_{\text{тр_пс}}$ – коефіцієнт тертя поверхні прокату об бурт і піддон стола.

Сума проекцій сил на вісь Y теж повинна дорівнювати нулю:

$$dF_{\text{п}} = dF_{\text{ц}} - F_{\text{н_дм_н}} \cdot \frac{d\varphi}{2} - F_{\text{н_дм_к}} \cdot \frac{d\varphi}{2} , \quad (2.10)$$

або, підставляючи (2.6) у (2.10) і зневажаючи величинами другого порядку, маємо:

$$dF_{\text{п}} = (\rho \cdot S_{\Pi} \cdot V_{\Pi}^2 - F_{\text{н_дм}}) \cdot d\varphi , \quad (2.11)$$

Тоді, з (2.8),(2.9) і (2.5) одержуємо, приймаючи натяг прокату елементарної маси $dF_{\text{н}}$:

$$dF_{\text{н}} = \mu_{\text{тр_пс}} \cdot (\rho \cdot S_{\Pi} \cdot (V_{\Pi}^2 + g \cdot R_{\text{пс}}) - F_{\text{н_дм}}) \cdot d\varphi , \quad (2.12)$$

або:

$$\frac{dF_H}{\rho \cdot S_n \cdot (V_n^2 + g \cdot R_{nc}) - F_{H_dn}} = \mu_{тр_nc} \cdot d\varphi. \quad (2.13)$$

Інтегрування лівої і правої частин (2.13) по натягу прокату і куту прилягання до бурту піддона дає:

$$\int_{F_{H_n}}^{F_{H_0}} \frac{dF_H}{\rho \cdot S_n \cdot (V_n^2 + g \cdot R_{nc}) - F_{H_dn}} = \int_0^{\varphi_n} \mu_{тр_nc} \cdot d\varphi, \quad (2.14)$$

$$\ln \frac{\rho \cdot S_n \cdot (V_n^2 + g \cdot R_{nc}) - F_{H_0}}{\rho \cdot S_n \cdot (V_n^2 + g \cdot R_{nc}) - F_{H_n}} = \mu_{тр_nc} \cdot \varphi_n, \quad (2.15)$$

$$F_{H_n_c} = \rho \cdot S_n \cdot (V_n^2 + g \cdot R_{nc}) \cdot (1 - \exp(-\mu_{тр_nc} \cdot \varphi_n)) + F_{H_0} \cdot \exp(-\mu_{тр_nc} \cdot \varphi_n), \quad (2.16)$$

де: $F_{H_n_c}$ – натяг прокату з боку укладальника по бурту стола; F_{H_0} – натяг прокату з боку переднього торця.

Оскільки, у нашому випадку $F_{H_0} = 0$, то остаточно маємо:

$$F_{H_n_c} = \rho \cdot S_n \cdot (V_n^2 + g \cdot R_{nc}) \cdot (1 - \exp(-\mu_{тр_nc} \cdot \varphi_n)). \quad (2.17)$$

Дане зусилля прикладене по дотичній до бурту піддона стола по дузі (A_0 , A_1) щодо точки носка укладальника U_0 .

Для того, щоб прокат почав рух до барабана моталки – точка торкання прокату бурту піддона почала переміщатися з положення A_0 у положення A_1 , необхідно, щоб зусилля $F_{H_n_c}$ перебороло момент пластичної деформації прокату $M_{пл}$:

$$M_{пл} = \sigma_T \cdot \frac{D^3}{6}, \quad (2.18)$$

де σ_T – границя текучості стали при температурі, ступені і швидкості деформації прокату при вигині.

Тобто, згинаюча складова сили $F_{H_n_c}$, перпендикулярна прямій U_0-A_0 – $F_{H_n_и}$, повинна стати більшою або рівною значенню:

$$F_{H_n_и} \geq \frac{M_{пл}}{R_{U_0-A_0}}, \quad (2.19)$$

де $R_{U_0-A_0}$ – відстань між точками U_0 і A_0 :

$$R_{U_0-A_0} = \sqrt{\left(\sqrt{R_{\text{пс}}^2 - L_{\text{оу}}^2} + L_{\text{ну}}\right)^2 + H_{\text{ну}}^2} . \quad (2.20)$$

Сила $F_{\text{н_п_и}}$ є проекцією сили $F_{\text{н_п}}$ на вісь X (див. рис.2.2):

$$F_{\text{н_п_и}} = F_{\text{н_п}} \cdot \sin \varphi_c = F_{\text{н_п_с}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{L_{\text{оу}}}{R_{\text{пс}}}\right)^2} , \quad (2.21)$$

що дозволяє від умови (2.19) перейти до умови:

$$F_{\text{н_п_с}} \geq \frac{M_{\text{пл}}}{\hat{R}_{U_0-A_0}} = \frac{\sigma_{\text{т}} \cdot D_{\text{п}}^3}{6 \cdot \hat{R}_{U_0-A_0}} , \quad (2.22)$$

де $\hat{R}_{U_0-A_0}$ – проекція $R_{U_0-A_0}$ на пряму, перпендикулярну, векторові $F_{\text{н_п}}$ (плече сили $F_{\text{н_п}}$):

$$\hat{R}_{U_0-A_0} = \sqrt{1 - \left(\frac{L_{\text{оу}}}{R_{\text{пс}}}\right)^2} \cdot \sqrt{\left(\sqrt{R_{\text{пс}}^2 - L_{\text{оу}}^2} + L_{\text{ну}}\right)^2 + H_{\text{ну}}^2} , \quad (2.23)$$

відкіля, з обліком (2.17) і приймаючи, що в (2.19) має місце рівність при куті прилягання прокату до стола, що відповідає початку вигину прокату в точці U_0 – $\varphi_{\text{п_ни}}$, при якому починається рух місця контакту прокату з буртом піддона столу від точки A_0 до точки A_1 , одержуємо:

$$\varphi_{\text{п_ни}} = -\frac{1}{\mu_{\text{тр_пс}}} \cdot \ln \left(1 - \frac{2 \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot D_{\text{п}}}{3 \cdot \pi \cdot \rho \cdot V_{\text{п}}^2 \cdot \hat{R}_{U_0-A_0}} \right) . \quad (2.24)$$

Оскільки відстань між точками U_0 і A_0 менше відстані між точками U_0 і A_1 (див. рис. 2.2), сила, необхідна для вигину прокату $F_{\text{н_п_и}}$ зменшується в міру руху точки початку контакту прокату з буртом піддона стола від положення точки A_0 до положення точки A_1 та до вступу прокату в контакт із барабаном моталки в точці B_1 .

У [52, с.102] приведені залежності коефіцієнта тертя для сталі в залежності від температури і ковзання, точніше – у залежності від різниці швидкостей тертьових поверхонь. Коефіцієнт тертя зменшується зі зростанням температури і збільшенням

швидкостей поверхонь, що труться, причому при різниці швидкостей порядку 1,5 м/с - 2,5 м/с температура сталі практично не впливає на коефіцієнт тертя, значення якого складає близько 0,2. Дослідження, виконані для умов тертя гарячого прокату об настил холодильника дрібносортового стану, результати яких приведені в [51], також показують, що при такій різниці швидкостей тертьових поверхонь коефіцієнт тертя слабо змінюється, а його значення складає близько 0,35.

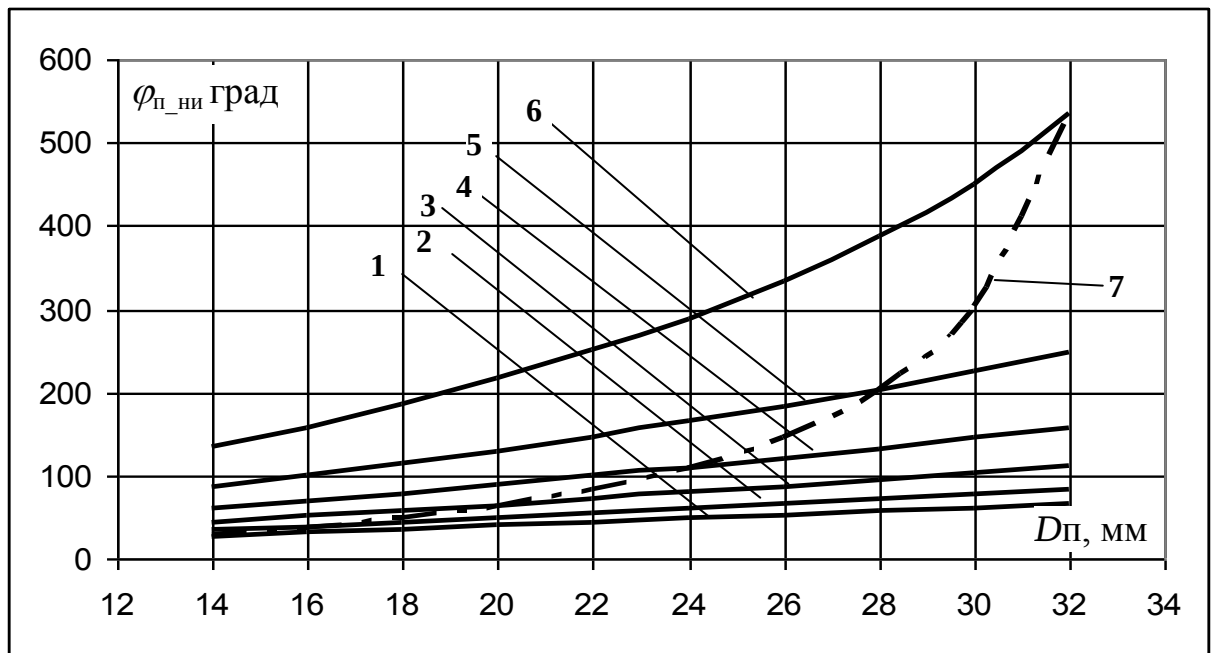
Оскільки для надійного заходу прокату в моталку швидкість обертання вибирається згідно (2.3), тобто мінімальне значення швидкості обертання, що рекомендується, таке, щоб на радіусі L_{oy} лінійна швидкість стола відповідала швидкості прокату, то мінімальну відносну швидкість прокату і бурту піддона стола $\Delta V_{п \leftrightarrow пс}(\min)$, можна розрахувати як:

$$\Delta V_{п \leftrightarrow пс}(\min) = V_{п} \cdot \left(\frac{R_{пс}}{L_{oy}} - 1 \right) \quad (2.25)$$

і для умов стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» вона лежить у межах 1,8 - 3,6 м/с. З огляду на те, що зменшення коефіцієнта тертя погіршує умови захоплення, будемо приймати для нашого випадку коефіцієнт тертя $\mu_{тр_пс} \approx 0,2$.

Для забезпечення надійного захоплення прокату передня ділянка прокату не охолоджується. Його температура дорівнює температурі кінця прокатки, тобто 1050 – 1120 °С. Границя текучості сталі при даній температурі $\sigma_T \approx 40 \text{ Н/мм}^2$ [113], $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$.

Розрахункові значення $\varphi_{п_ни}$, отримані підстановкою в праві частини (2.23, 2.24) чисельних значень відповідних величин (див. вище даний п.) для умов стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» для різних значень діаметрів прокату і швидкостей прокатки, представлені у вигляді графіків на рис.2.4.



1 – 19м/с; 2 – 17м/с; 3 – 15м/с; 4 – 13м/с; 5 – 11м/с; 6 – 9м/с; 7 – для швидкостей прокатки згідно таблиці калібрування

Рис. 2.4. Графіки залежностей $\varphi_{п_ни}$ від діаметру прокату для різних швидкостей прокатки

Однак, умова:

$$\varphi_{п} \geq \varphi_{п_ни} \quad (2.26)$$

є необхідною, але не достатньою умовою стійкого руху точки контакту прокату з буртом піддона стола з положення A_0 до положення A_1 .

З початком вигину прокату в точці U_0 на нього починає діяти відцентрова сила у бік, протилежний напрямкові вигину. Тому, для розвитку процесу захоплення прокату столом моталки необхідно, щоб сила натягу прокату в точці першого контакту прокату з буртом піддона стола – $F_{н_п_с}$, була більше відцентрової сили:

$$F_{н_п_с} > \rho \cdot S_{п} \cdot V_{п}^2, \quad (2.27)$$

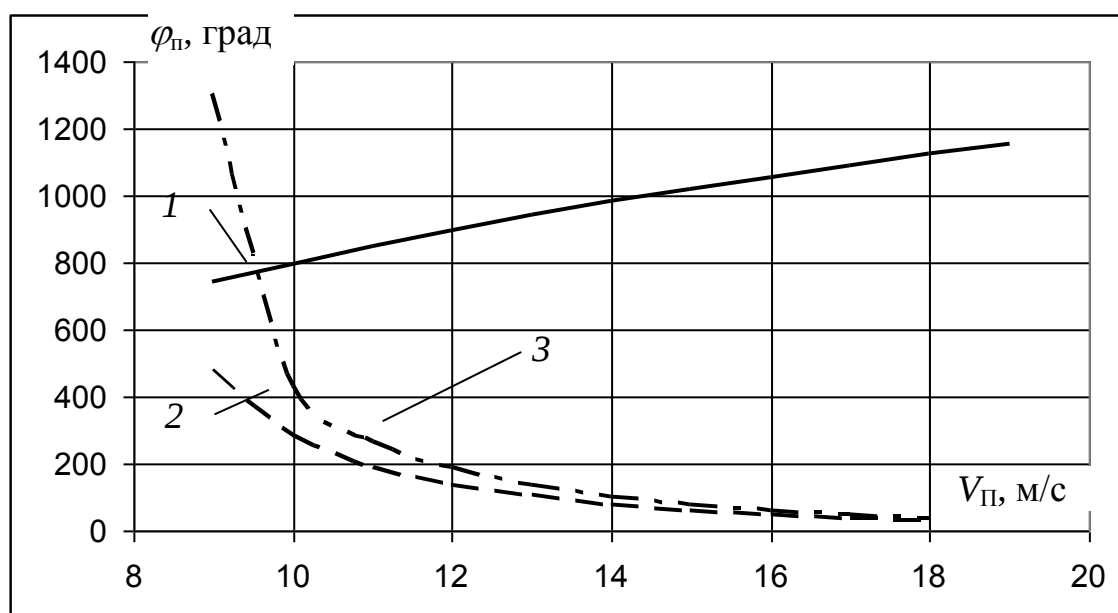
або, з обліком (2.17), відносно кута прилягання:

$$\varphi_{п} > \frac{1}{\mu_{тр_пс}} \cdot \ln \left(1 + \frac{V_{п}^2}{g \cdot R_{пс}} \right). \quad (2.28)$$

Позначимо кут прилягання $\varphi_{п}$, при якому має місце рівність лівих і правих частин у (2.27), тобто кут прилягання, при якому натяг прокату $F_{н_п_с}$ компенсує

відцентрові сили, що виникають при вигині прокату як $\varphi_{\Pi_кцс}$. На рис. 2.5 представлені графіки залежностей характерних кутів прилягання від швидкості прокатки для умов стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Зокрема, кута прилягання прокату до бурту стола $\varphi_{\Pi_ни}$, необхідного для початку вигину прокату – крива 2, і кута прилягання прокату до бурту стола $\varphi_{\Pi_кцс}$, що компенсує дію відцентрових сил – крива 1.

Як видно з рис.2.5 визначальне значення для переходу від стадії захоплення прокату столом до стадії захоплення прокату барабаном моталки є виконання умови (2.27).



1 – $\varphi_{\Pi_кцс}$ від швидкості прокатки; 2 – $\varphi_{\Pi_ни}$ від швидкості прокатки з урахуванням профілерозмірів, що прокатуються на відповідних робочих швидкостях; 3 – $\varphi_{\Pi_при}$ від швидкості прокатки з урахуванням профілерозмірів, що прокатуються на робочих швидкостях

Рис. 2.5. Графіки залежностей характерних кутів прилягання від швидкості прокатки

З моменту досягнення кутом прилягання прокату до бурту столу величини, що відповідає значенню $\varphi_{\Pi_ни}$, процес стає, по суті, лавиноподібним до вступу прокату в контакт із барабаном моталки в точці B_1 , тобто можна прийняти, що фаза

захоплення прокату столом моталки завершується при куті, який незначно перевищує кут прилягання прокату до бурту піддона стола моталки $\varphi_{\Pi_ни}$.

Загальна довжина прокату від носка укладальника, що відповідає завершенню стадії захоплення прокату столом моталки, приблизно може бути розрахована як сума довжини відрізка, що проходить від точки U_0 через точку B_1 до точки перетинання з окружністю радіуса $R_{\Pi c}$, і довжини дуги $\varphi_{\Pi 0}$ того ж радіуса $R_{\Pi c}$:

$$L_{\Pi_ст2} \approx \varphi_{\Pi_ни} \cdot R_{\Pi c} + \sqrt{R_{\Pi c}^2 - R_{\text{бм}}^2 + \frac{H_{\text{ну}}^2}{4}} + \sqrt{L_{\text{ну}}^2 + L_{\text{оу}}^2 - R_{\text{бм}}^2 + \frac{H_{\text{ну}}^2}{4}}, \quad (2.29)$$

де $L_{\Pi_ст2}$ – довжина прокату від носка укладальника, що відповідає завершенню стадії захоплення прокату столом моталки.

Графіки залежностей $L_{\Pi_ст2}$ від швидкості прокатки для умов стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» представлені на рис.2.6.

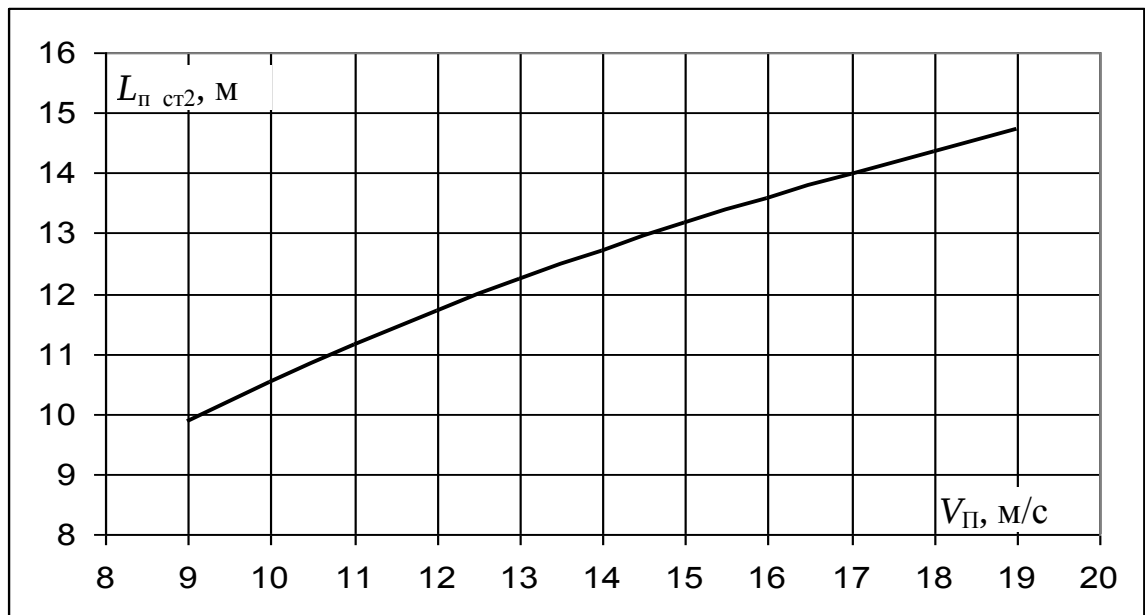


Рис. 2.6. Графік залежності $L_{\Pi_ст2}$ від швидкості прокатки

Стадія захоплення прокату барабаном моталки починається безпосередньо після переміщення прокату в положення $U_0 B_1 A_1 Z_1$, однак охоплення прокатом барабана може початися за умови, що момент на плечі $B_1 A_1$ від сили тертя прокату

об борт столу стане рівним або перевищить пластичний момент вигину $M_{пл}$ (див.(2.18)).

Тоді для початку охоплення прокату барабана необхідно, щоб у точці A_1 перпендикулярно відрізкові B_1A_1 була прикладена сила робочого вигину – $F_{н_п_ри}$:

$$F_{н_п_ри} \geq \frac{M_{пл}}{R_{B_1-A_1}}, \quad (2.30)$$

де $R_{B_1-A_1}$ – відстань між точками B_1 і A_1 :

$$R_{B_1-A_1} = \sqrt{R_{пс}^2 - R_{ом}^2}. \quad (2.31)$$

У даному випадку $F_{н_п_ри}$ є проекцією сили $F_{н_п_с}$ на вісь, перпендикулярну $R_{B_1-A_1}$ (див. також рис.2.2):

$$F_{н_п_ри} = F_{н_п_с} \cdot \sin \varphi_{сб} = F_{н_п_с} \cdot \frac{R_{B_1-A_1}}{R_{пс}} = F_{н_п_с} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_{ом}}{R_{пс}} \right)^2}, \quad (2.32)$$

і тоді:

$$F_{н_п_с} \geq \frac{M_{пл}}{\hat{R}_{B_1-A_1}}, \quad (2.33)$$

де:

$$\hat{R}_{B_1-A_1} = \sqrt{1 - \left(\frac{R_{ом}}{R_{пс}} \right)^2} \cdot \sqrt{R_{пс}^2 - R_{ом}^2 + \frac{H_{ну}^2}{4}}, \quad (2.34)$$

відкіля, з обліком (2.17) і приймаючи, що в (2.33) має місце рівність при куті прилягання прокату до борту столу, що забезпечує початок роботи вигину – $\varphi_{п_при}$, одержуємо умову, необхідну для захоплення прокату барабаном моталки:

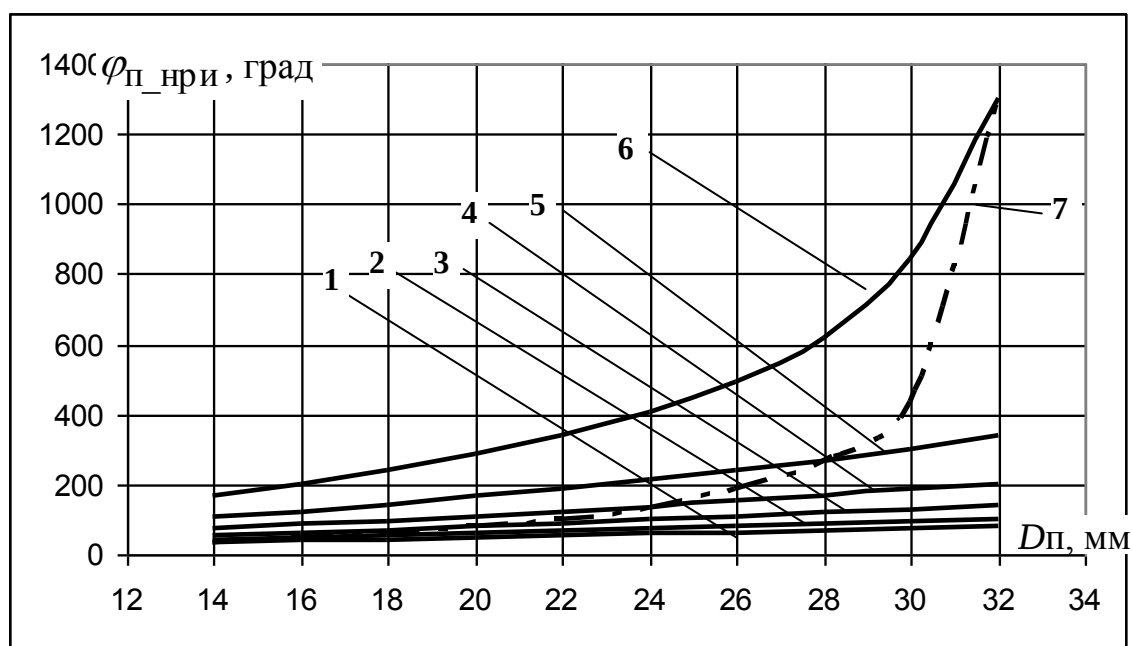
$$\varphi_{п} \geq \varphi_{п_при}, \quad (2.35)$$

де:

$$\varphi_{п_при} = -\frac{1}{\mu_{тр_пс}} \cdot \ln \left(1 - \frac{2 \cdot \sigma_{т} \cdot D_{п}}{3 \cdot \pi \cdot \rho \cdot V_{п}^2 \cdot \hat{R}_{B_1-A_1}} \right). \quad (2.36)$$

Розрахункові значення $\varphi_{п_нри}$, отримані підстановкою в праву частину (2.36) чисельних значень відповідних величин (див. вище даний п.) для умов стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» для різних значень діаметрів прокату і швидкостей прокатки представлені у вигляді графіків на рис.2.7.

Графік 7 у функції діаметра прокату, приведений на рис.2.7, відповідає графікові 3 у функції швидкості прокатки, представленому на рис.2.5. Зіставлення графіків 1 і 3, представлених на рис.2.5 свідчить про те, що практично для всіх профілерозмірів, на момент завершення стадії захоплення прокату столом, поточний кут прилягання прокату до бурту піддона столу забезпечує виконання умови (2.35). Виключення складають самі великі профілі діаметром більш 30мм, що прокатуються на малих, менш 10м/с, швидкостях прокатки.



1 – 19м/с; 2 – 17м/с; 3 – 15м/с; 4 – 13м/с; 5 – 11м/с; 6 – 9м/с; 7 – для швидкостей прокатки згідно таблиці калібрування для відповідних профілів

Рис. 2.7. Графіки залежностей $\varphi_{п_нри}$ від діаметру прокату для різних швидкостей прокатки

Різне збільшення $\varphi_{п_нри}$ для профілю $\varnothing 32$ означає, що даний профіль є досить критичним для захоплення прокату моталкою, змотування даного профілю є проблемною при існуючому механізмі захоплення і конструкції сортових моталок, а

змотування профілів великих діаметрів практично неможлива за умовами їхнього захоплення сортовими моталками ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

Загальна довжина прокату від носка укладальника на момент досягнення $\varphi_{п_при}$ може бути розрахована по наступній формулі:

$$L_{п_при} \approx \varphi_{п_при} \cdot R_{пс} + \sqrt{R_{пс}^2 - R_{бм}^2 + \frac{H_{ну}^2}{4}} + \sqrt{L_{ну}^2 + L_{оу}^2 - R_{бм}^2 + \frac{H_{ну}^2}{4}} \quad (2.37)$$

і для профілю $\varnothing 32$ складе близько 16,5м.

Час з моменту виходу прокату з носка укладальника до моменту початку охоплення барабана моталки складає для більшості профілерозмірів близько 1с і лише для самих великих профілерозмірів перевищує 1с.

Умова (2.35) є тільки умовою початку вигину прокату – початком зсуву точки A_1 по годинній стрілці до точки A_2 , що викликає вигин прокату. Для розвитку процесу вигину прокату необхідно, також, виконання умови (2.28). А ця умова на стадії захоплення прокату барабаном моталки виконується вже в початковий момент даної стадії, оскільки є й умовою завершення стадії захоплення прокату столом (див. даний п. вище).

Розглянемо тепер процес охоплення прокатом барабана моталки. Можливі два випадки: перший $-V_{п} < V_{б}$, другий $-V_{п} > V_{б}$, де $V_{б}$ – лінійна швидкість поверхні барабана моталки.

Почнемо розгляд з першого випадку.

Модель взаємодії прокату з барабаном моталки для елементарної маси для даного випадку представлена на рис.2.8.

Дана модель аналогічна моделі, представленій на рис.2.3, тільки замість сили реакції столу діє сила реакції барабана, спрямована в ту ж сторону, що і відцентрова сила.

Напрямок сили тертя залежить від співвідношення лінійної швидкості прокату $-V_{п}$, і лінійної швидкості поверхні барабана $-V_{б}$.

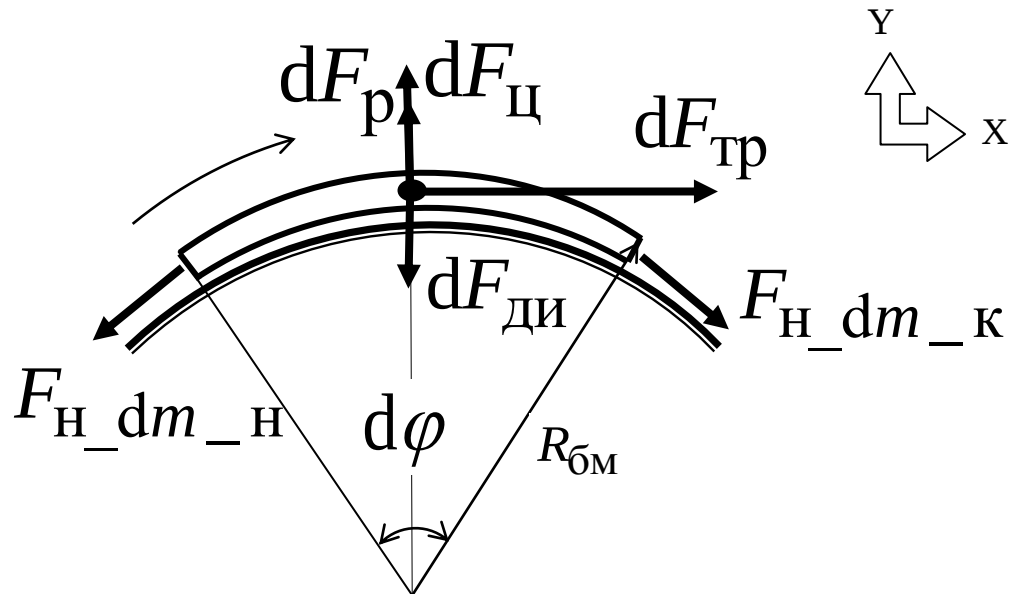


Рис. 2.8. Розрахункова схема сил, прикладених до елементарної маси в горизонтальній площині при змотуванні прокату на барабан моталки

Цілком повторимо міркування для випадку прилягання прокату до бурту прокату, приведені вище в дійсному параграфі.

Для даного випадку маємо:

$$dF_{\text{ц}} = \rho \cdot S_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}}^2 \cdot d\varphi. \quad (2.38)$$

$$dF_{\text{н}} = dF_{\text{тр}}, \quad (2.39)$$

$$dF_{\text{тр}} = \mu_{\text{тр_пс}} \cdot dF_{\text{п}}, \quad (2.40)$$

$$dF_{\text{п}} = (\rho \cdot S_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}}^2 - F_{\text{н_дм}}) \cdot d\varphi, \quad (2.41)$$

$$dF_{\text{н}} = \mu_{\text{тр_пс}} \cdot (\rho \cdot S_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}}^2 - F_{\text{н_дм}}) \cdot d\varphi, \quad (2.42)$$

а, після рішення, одержуємо:

$$F_{\text{н_бу}} = \rho \cdot S_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}}^2 \cdot (1 - \exp(\mu_{\text{тр_пб}} \cdot \varphi_{\text{б}})) + F_{\text{н_п_с}} \cdot \exp(\mu_{\text{тр_пб}} \cdot \varphi_{\text{б}}), \quad (2.43)$$

або, після перетворення:

$$F_{\text{н_бу}} = \rho \cdot S_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}}^2 + (F_{\text{н_п_с}} - \rho \cdot S_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}}^2) \cdot \exp(\mu_{\text{тр_пб}} \cdot \varphi_{\text{б}}), \quad (2.44)$$

де: $F_{\text{н_бу}}$ – сила натягу прокату на ділянці укладальник-барабан моталки (між точками U_0 і B_1); $\mu_{\text{тр_пб}}$ – коефіцієнт тертя прокату о барабан моталки.

Відзначимо, що з (2.41) випливає, що для прилягання прокату до барабана необхідно виконання умови $F_{H_dm} \geq \rho \cdot S_{\Pi} \cdot V_{\Pi}^2$, зокрема, для точки B_2 . $F_{H_п_с} \geq \rho \cdot S_{\Pi} \cdot V_{\Pi}^2$. Дана умова в нашому випадку виконується, тому що вона є умовою розвитку процесу захоплення прокату столом моталки – див. (2.27), тобто $F_{H_п_с} > \rho \cdot S_{\Pi} \cdot V_{\Pi}^2$ вже на момент торкання прокату барабана моталки в точці B_1 .

Тому з моменту торкання барабана прокатом охоплення їм барабана моталки і збільшення φ_6 при постійному куті прилягання прокату до бурту піддона столу виконується $\varphi_{п_6} = \max(\varphi_{п_нри}, \varphi_{п_кцс}) + \varepsilon$, де ε – досить мала величина.

Оскільки різниця $(F_{H_п_с} - \rho \cdot S_{\Pi} \cdot V_{\Pi}^2)$ в (2.44) позитивна, а $\exp(\mu_{тр_п6} \cdot \varphi_6)$ монотонно зростає з ростом φ_6 .

У статиці ріст F_{H_6y} обмежений по максимальному моменту моталки, що, у свою чергу, визначається струмообмеженням контуру швидкості. Після досягнення електродвигуном максимального електромагнітного моменту його швидкість обертання починає падати аж до того, як не стане виконуватися рівність:

$$V_6 = V_{\Pi}, \quad (2.45)$$

після чого змотування прокату на барабан моталки буде здійснюватися з заданим, через струмообмеження, моментом – $F_{H_м_з}$.

Очевидно, що при такій фізиці процесу захоплення прокату барабаном моталки, в якості умови завершення процесу захоплення прокату моталкою і переходу, власне кажучи, до змотування прокату можна прийняти:

$$F_{H_6y} = F_{H_м_з}. \quad (2.46)$$

Однак, у даному випадку $F_{H_м_з}$ вибирається, багато в чому, суб'єктивно оператором. Тому, доцільно в якості умови завершення процесу захоплення прокату моталкою і переходу до штатного режиму змотування прийняти умову:

$$F_{H_6y} = F_{H_м_з_min}, \quad (2.47)$$

де $F_{H_M_3_min}$ – мінімально-раціональний, за технологією, рівень натягу прокату для профілерозміру прокату, що змотується.

Для того, щоб оцінити тривалість етапу захоплення прокату барабаном моталки, у якості $F_{H_M_3_min}$ приймемо такий натяг, що створює в прокаті питоме зусилля 5Н/мм^2 – $\sigma_{H_M_3_min}$ (обґрунтування – див. пп. 1.2,2.3). Іншою величиною, яку варто оцінити, є коефіцієнт тертя прокату об барабан моталки – $\mu_{тр_пб}$. Оцінка чисельного значення даної величини, проведена по тим же джерелам, що і для $\mu_{тр_пс}$, але для мінімальних швидкостей ковзання дає близькі результати – $\mu_{тр_пб} \approx 0,5 \div 0,6$.

Для питомого натягу прокату, що відповідає $\sigma_{H_M_3_min}$, формула (2.44) після підстановки (2.17) і перетворення приймає вид:

$$\sigma_{H_M_3_min} = \rho \cdot V_{п}^2 \cdot \left(1 + \left(\frac{g \cdot R_{пс}}{V_{п}^2} - \left(1 + \frac{g \cdot R_{пс}}{V_{п}^2} \right) \cdot \exp(-\mu_{тр_пс} \cdot \varphi_{п}) \right) \cdot \exp(\mu_{тр_пб} \cdot \varphi_{б_H_3}) \right), \quad (2.48)$$

де $\varphi_{б_3ХВ}$ – кут прилягання прокату до барабана моталки, при якому питомий натяг дорівнює $\sigma_{H_M_3_min}$ (питомому натягові «захоплення»).

З (2.48) випливає:

$$\varphi_{б_3ХВ} = \frac{1}{\mu_{тр_пб}} \cdot \ln \left(\frac{\frac{\sigma_{H_M_3}}{\rho \cdot V_{п}^2} - 1}{\frac{g \cdot R_{пс}}{V_{п}^2} - \left(1 + \frac{g \cdot R_{пс}}{V_{п}^2} \right) \cdot \exp(-\mu_{тр_пс} \cdot \varphi_{п})} \right). \quad (2.49)$$

Розрахунковий графік залежності $\varphi_{б_3ХВ}$ від швидкості прокатки (з урахуванням робочих швидкостей прокатки різних профілерозмірів) для умов сортових моталок ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» приведений на рис.2.9.

Випадання значення $\varphi_{\delta_зхв}$ для швидкості 9 м/с пояснюється різким збільшенням кута прилягання до бурту піддона столу на цій швидкості (див. рис 2.5), пояснення до чого приведені вище в дійсному пункті.

Довжина прокату щодо носка укладальника на момент досягнення $\varphi_{\delta_зхв}$ — може бути оцінена по формулі:

$$L_{п_б_зхв} = \max\{L_{п_при}, L_{п_ст2}\} + \varphi_{\delta_зхв} \cdot R_{бм}. \quad (2.50)$$

Фактично ж, для більшості профілерозмірів, з моменту контакту прокату з барабаном моталки, останній повинен зробити 2,5-2,8 обертів (змотати на барабан сім-вісім метрів прокату) для досягнення технологічно раціонального рівня натягу прокату для штатного режиму його змотування.

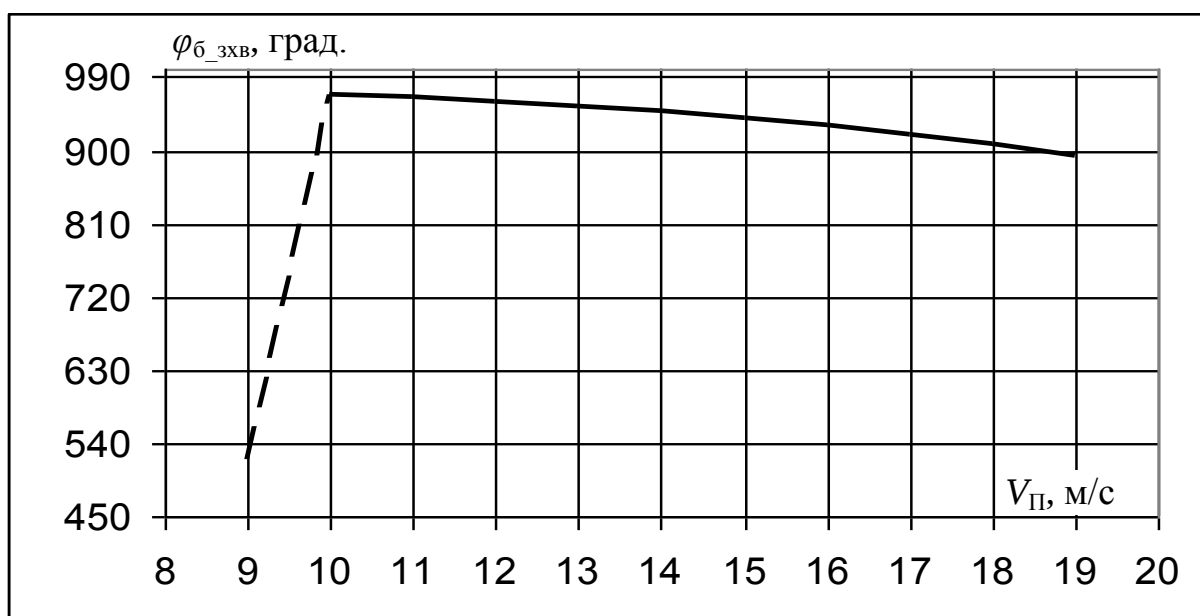


Рис. 2.9. Графік залежності $\varphi_{\delta_зхв}$ від швидкості прокатки (з урахуванням робочих швидкостей прокатки різних профілерозмірів)

Перейдемо до розгляду випадку, коли $V_{п} > V_{\delta}$.

Розрахункова схема сил у цілому відповідає рис.2.8 за винятком напрямку сили тертя. Вона спрямована в протилежну сторону.

Результати рішення відповідної (аналогічної (2.38-2.42)) системи рівнянь дає:

$$F_{н_бу} = \rho \cdot S_{п} \cdot V_{п}^2 \cdot (1 - \exp(-\mu_{тр_пб} \cdot \varphi_{\delta})) + F_{н_п_с} \cdot \exp(-\mu_{тр_пб} \cdot \varphi_{\delta}), \quad (2.51)$$

або:

$$F_{н_бу} = \rho \cdot S_{\pi} \cdot V_{\pi}^2 + (F_{н_п_с} - \rho \cdot S_{\pi} \cdot V_{\pi}^2) \cdot \exp(-\mu_{тр_пб} \cdot \varphi_{\delta}). \quad (2.52)$$

Помітимо, що з (2.52) випливає, що друга складова зменшується зі збільшенням φ_{δ} , а, оскільки, для прилягання прокату в точці B_1 необхідно, щоб натяг на ділянці носок укладальника – барабан моталки був більше або дорівнював відцентровій силі – $F_{н_бу} \geq \rho \cdot S_{\pi} \cdot V_{\pi}^2$, то збільшення кута прилягання прокату до барабана можливе тільки за умови росту $F_{н_п_с}$, тобто при збільшенні кута прилягання прокату до бурту піддона стола моталки. Але збільшення $F_{н_п_с}$ не безмежне. Як випливає з (2.17), при монотонному збільшенні $F_{н_п_с}$ прагне до величини $F_{н_п_с_sup}$:

$$F_{н_п_с_sup} = \rho \cdot S_{\pi} \cdot (V_{\pi}^2 + g \cdot R_{пс}), \quad (2.53)$$

Звідси випливає, що при $V_{\pi} > V_{\delta}$ верхнє граничне значення натягу прокату на ділянці носок укладальника – барабан моталки сила прилягання прокату до бурту піддона столу – $F_{н_бу_sup}$, дорівнює:

$$F_{н_бу_sup} = \rho \cdot S_{\pi} \cdot V_{\pi}^2 \cdot \left(1 + \frac{g \cdot R_{пс}}{V_{\pi}^2} \cdot \exp(-\mu_{тр_пб} \cdot \varphi_{\delta}) \right) \quad (2.54)$$

і тим більше, чим менше кут прилягання прокату до барабана моталки.

Максимальне значення $F_{н_бу}$ має місце при $\varphi_{\delta} = 0$ і не перевищує

$$\rho \cdot S_{\pi} \cdot V_{\pi}^2 \cdot \left(1 + \frac{g \cdot R_{пс}}{V_{\pi}^2} \right), \quad \text{що для умов сортових моталок ДСДС 250/150-6}$$

ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» складає від 0,7 Н/мм² для швидкостей прокатки 9-10 м/с до 2,9 Н/мм² для швидкостей прокатки 18-19 м/с. При цьому, прокат буде укладатися (змотуватися) по бурту піддону столу.

Таким чином, при $V_{\pi} > V_{\delta}$ змотування прокату на барабан моталки неможливе.

Зупинимося тепер коротко на особливостях переходу від захоплення прокату моталкою до штатного режиму змотування прокату.

Як було встановлено вище в дійсному пункті, активна частина стадії захоплення прокату барабаном прокату настає тоді, коли починає виконуватися нерівність $V_{\text{б}} > V_{\text{п}}$. Для виконання даної умови необхідно, щоб на момент початку стадії захоплення швидкість обертання моталки дорівнювала:

$$\omega_{\text{дв_зхв_б}} = k_{\text{м_оп}} \cdot \frac{V_{\text{п}}}{R_{\text{бм}}} \cdot i_{\text{рм}}, \quad (2.55)$$

де: $\omega_{\text{дв_зхв_б}}$ – швидкість обертання моталки при якій здійснюється захоплення прокату барабаном моталки; $k_{\text{м_оп}}$ – коефіцієнт випередження моталки, що для виконання умови $V_{\text{б}} > V_{\text{п}}$ повинен бути більше одиниці.

В якості мінімальної величини $k_{\text{м_оп}} - k_{\text{м_оп_min}}$ може бути прийняте значення, при якому лінійна швидкість поверхні барабана моталки дорівнює лінійної швидкості по осі прокату, що обгинає:

$$k_{\text{м_оп_min}} = 1 + \frac{D_{\text{п}}}{2 \cdot R_{\text{бм}}}, \quad (2.56)$$

а максимальне значення $k_{\text{м_оп}} - k_{\text{м_оп_max}}$, таке, при якому неузгодженість швидкості по радіусу осі прокату, що обгинає барабан моталки (а саме з цією швидкістю буде змтовуватися прокат на барабан при відсутності прослизання поверхні прокату щодо поверхні барабана моталки), зі швидкістю прокату на виході випускної кліті при відсутності переднього натягу прокату не буде призводити до надмірного натягу прокату при переході до штатного режиму змтовування прокату. Відповідно до результатів досліджень впливу неузгодженості швидкостей між клітями на розширення прокату в калібрах, приведених у [77], верхня границя такої неузгодженості лежить у межах 1,0%-1,5%.

Тоді, для $k_{\text{м_оп_max}}$ можна записати:

$$k_{\text{м_оп_max}} = (1,01 \div 1,015) \cdot k_{\text{м_оп_min}} \quad (2.57)$$

Оскільки стадія захоплення прокату барабаном моталки повинна протікати при постійній швидкості обертання, що відповідає (2.55), та поява (збільшення) натягу прокату перед моталкою приведе до росту статичного моменту навантаження

моталки і, відповідно – до росту якірного струму. Тому, як індикативну подію «завершення процесу захоплення прокату барабаном моталки» може бути використана подія досягнення якірним струмом електродвигуна величини, наприклад, 90%, або, навіть 100% (але не більш) заданого струму змотування прокату.

З проведених вище досліджень установлені наступні правила керування моталкою в режимі захоплення прокату моталкою:

- керування моталкою в режимі захоплення прокату моталкою полягає в програмній зміні швидкості обертання моталки у функції від довжини прокату, що надійшов у моталку. Моталка працює в режимі стабілізації заданої швидкості обертання;

- перед заходом прокату в моталку швидкість обертання моталки обов'язково повинна бути не менш величини, обумовленою правою частиною нерівності (2.2), бажано – не менш величини, обумовленою правою частиною нерівності (2.3), але не більш величини, обумовленою правою частиною рівняння (2.55) з обліком (2.56,2.57);

- безпосередньо після заходу прокату в моталку швидкість обертання моталки повинна бути встановлена на рівні, обумовленому рівнянням (2.55);

- швидкість обертання столу моталки перед заходом прокату в моталку необхідно вибирати мінімально допустимою, але такою, щоб у плинні стадії захоплення прокату столом при максимально припустимому динамічному струмі моталки, вона досягла величини, обумовленою правою частиною рівняння (2.55);

- після досягнення моталкою значення швидкості обертання, обумовленою правою частиною рівняння (2.55), моталка повинна обертатися з постійною швидкістю обертання до завершення стадії захоплення прокату барабаном моталки;

- в якості індикативної події «завершення процесу захоплення прокату барабаном моталки» може бути використана подія досягнення якірним струмом визначеної величини, наприклад, 90%, або, навіть 100% (але не більш) заданого струму змотування прокату;

– після завершення процесу захоплення прокату барабаном моталки моталка переводиться в режим стабілізації якірного струму.

2.2 Розробка алгоритму керування укладальником для запобігання зриву витків при переході до змотування наступного шару

У процесі змотування прокату на барабан моталки досить часто має місце ефект зриву верхнього витка шару (див. п.1.1, рис.1.4), що призводить до погіршення товарного витка мотка. Погано покладені крайні витки погіршують якість подальшої обв'язки мотка, що може призводити до порушення цілісності останнього в процесі перевантажень. Становить інтерес питання, чи мається можливість запобігти або зменшити імовірність зриву верхніх витків за рахунок реалізації спеціальних законів керування, або вибору відповідних керуючих параметрів механізмів моталки. Щоб вирішити дану задачу необхідно, насамперед, розкрити причини такого зриву.

Розглянемо більш детально особливості процесу змотування прокату при переході до змотування наступного шару прокату.

При змотуванні укладальник робить коливальні рухи. При цьому швидкість його переміщення при постійнім міжвитковому кроці і швидкості прокатки, має графік, представлений на рис. 2.10, при цьому швидкість укладальника в сталому режимі змотування шару дорівнює (див.(1.3,1.9)):

$$V_{\text{укл}} = \frac{V_{\text{п.м}} \cdot z_{\text{мв}}}{2 \cdot \pi \cdot \left(R_{\text{с.бр}} + \frac{D_{\text{п}}}{2} \cdot (2 \cdot n_{\text{сл}} - 1) \right)} . \quad (2.58)$$

Через зменшення швидкості з зупинкою укладальника в крайнім положенні крок буде змінюватися – зменшуватися. Точно так само, початок руху укладальника в протилежному напрямку супроводжується збільшенням кроку між витками до значення, обумовленого (2.58).

Оскільки процес формування крайніх витків важливий для розкриття механізму зриву витків, розглянемо його докладніше. Прийmemo, не втрачаючи

спільності, що перехід із шару на шар здійснюється при зміні ходу укладальника від руху нагору до руху вниз.



Рис. 2.10. Графік швидкості переміщення укладальника в процесі змотування мотка при постійному міжвитковому кроці и швидкості прокатки

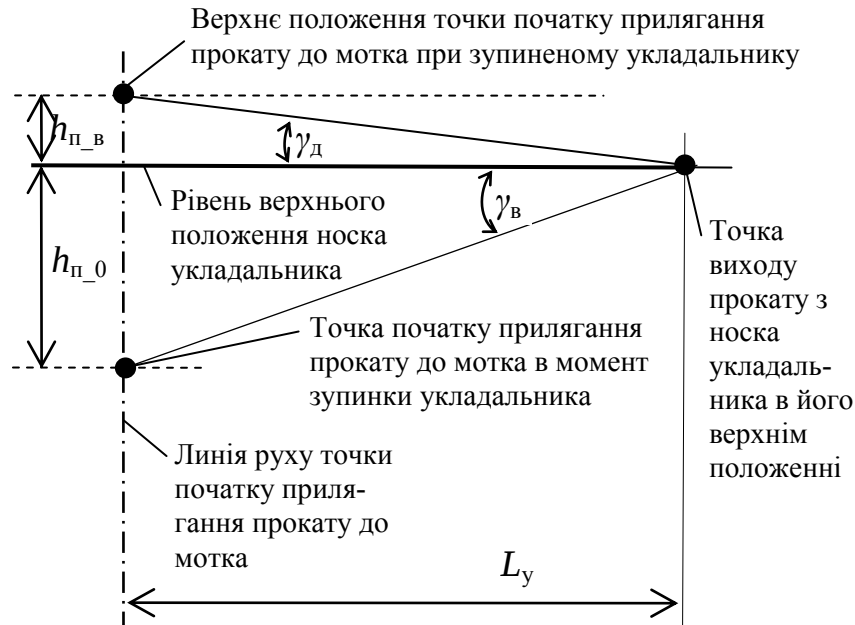
Розглянемо, як відбувається змотування верхнього витка (витків) при зупиненому укладальнику. Розрахункова схема змотування верхнього витка (витків) представлена на рис.2.11.

Очевидно, що після зупинки укладальника точка початку прилягання прокату до мотка буде лежати нижче рівняння верхнього положення носка укладальника.

Якщо зневажити зміною кроку змотування на ділянці гальмування укладальника, то прокат у момент зупинки укладальника буде нахилений до горизонталі під кутом підйому гвинтової лінії. Приймавши, що тригонометричні функції $\sin$ і $\tg$ малих кутів дорівнюють самим кутам, запишемо для кута підйому гвинтової лінії витка n -го шару $\gamma_{\text{в}(n)}$:

$$\gamma_{B(n)} = \frac{z_{MB(n)}}{\pi \cdot D_{H(n)}} , \quad (2.59)$$

де: $D_{H(n)}$ – діаметр змотування n -го шару; $z_{MB(n)}$ – відстань між витками n -го шару.



L_y – відстань від лінії руху точки початку прилягання прокату до мотка до носка укладальника; $h_{\text{п_0}}$ – поточна висота точки початку прилягання прокату до мотка в момент зупинки укладальника; $h_{\text{п_в}}$ – висота верхнього положення точки початку прилягання прокату до мотка при зупиненім укладальнику; $\gamma_{\text{в}}$ – кут нахилу прокату до горизонталі в момент зупинки укладальника (кут нахилу гвинтової лінії при русі укладальника); $\gamma_{\text{д}}$ – кут девіації прокату при переході на наступний шар

Рис. 2.11. Розрахункова схема змотування верхнього витка (витків)

Висота точки початку прилягання прокату до мотка в момент зупинки укладальника щодо рівня верхнього положення носка укладальника – $h_{\text{п_0}}$, буде:

$$h_{\text{п_0}} = -L_y \cdot \text{tg} \gamma_{\text{в}} = -\frac{L_y \cdot z_{MB(n)}}{\pi \cdot D_{H(n)}} . \quad (2.60)$$

Знак мінус у (2.60) є наслідком того, що точка початку прилягання прокату до мотка в момент зупинки укладальника лежить нижче рівня верхнього положення носка укладальника.

Довжина L_y залежить як від конструктивних параметрів моталки, так і від діаметра змотуваного шару (див.рис.2.2):

$$L_y = \sqrt{L_{oy}^2 + L_{ny}^2 - (D_{n(n)}/2)^2}, \quad (2.61)$$

де: L_{oy} – відстань осі укладальника моталки від осі стола моталки в напрямку руху прокату в укладальнику; L_{ny} – відстань від торця носка укладальника до осі стола моталки в напрямку, перпендикулярному напрямкові руху прокату в укладальнику.

На рис.2.12 приведені графіки залежностей L_y від діаметра змотуваного шару при для умов сортових моталок стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», а на мал.2.13 – $h_{п_0}$ при різних $z_{мв}$.

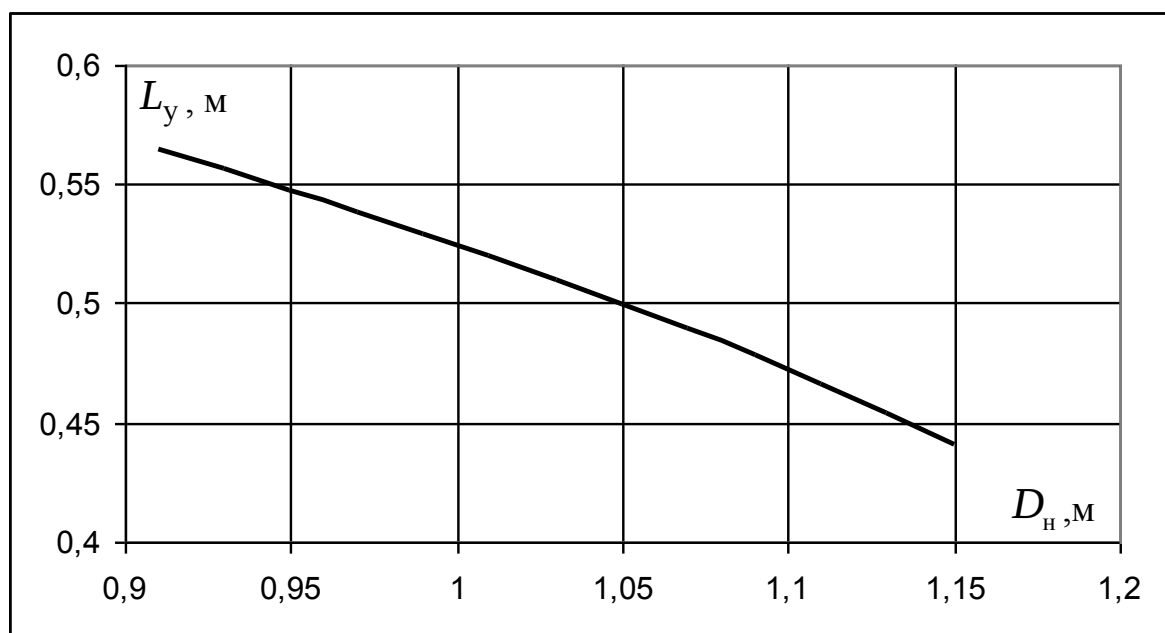


Рис. 2.12. Графіки залежності L_y від діаметра змотуваного шару

Як видно з рис.2.13, відстань від точки початку прилягання прокату до мотка в момент зупинки укладальника щодо рівня верхнього положення носка укладальника завжди значно менше діаметра змотуваного прокату, тобто можна прийняти, що після зупинки укладальника прокат починає змотуватися на моток з нульовим кроком ($z_{мв} = 0$). У той же час, кут нахилу витків залишається рівним $\gamma_{B(n)}$.

Таке змотування буде продовжуватися доти, поки не складуться умови для переходу прокату на наступний, $(n+1)$ -й шар.

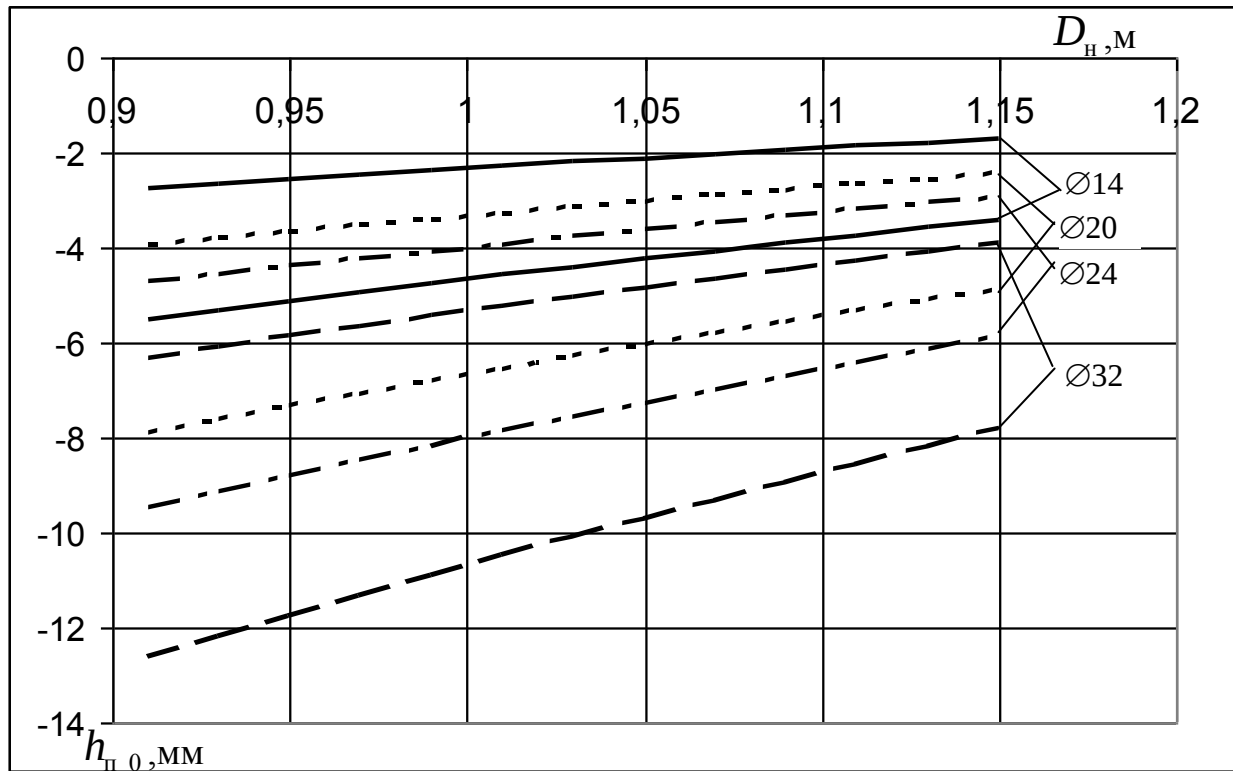


Рис. 2.13. Графіки залежностей $h_{п_0}$ від діаметра змотуваного шару при мінімальному і максимальному значенні $z_{мв}$ для профілей різного перетину

Результати теоретичних досліджень умов переходу до змотування наступного шару при навивці, зокрема канатів, приведені в роботі [76]. Такою умовою є досягнення кута між змотуваним канатом, а у нашому випадку прокатом, і горизонталлю (кут γ_d на рис.2.11) значення «критичного» кута девіації, що, для нашого випадку, може бути розрахований по формулі:

$$\sin(\gamma_{д(n)} + \gamma_{в(n)}) = 2 \cdot \mu_{тр} \cdot \sqrt{\frac{D_{п}}{D_{н(n)}}}, \quad (2.62)$$

де $\mu_{тр}$ – коефіцієнт тертя між витками, або, з урахуванням допущень, прийнятих у (2.59), одержуємо:

$$\gamma_{д(n)} + \gamma_{в(n)} = 2 \cdot \mu_{тр} \cdot \sqrt{\frac{D_{п}}{D_{н(n)}}}, \quad (2.63)$$

$$\gamma_{д(n)} = 2 \cdot \mu_{тр} \cdot \sqrt{\frac{D_{п}}{D_{н(n)}}} - \frac{z_{мв(n)}}{\pi \cdot D_{н(n)}}. \quad (2.64)$$

При цьому висота верхнього положення точки початку прилягання прокату до мотка при зупинені укладальника – $h_{п_в}$, з урахуванням прийнятих допущень буде дорівнювати:

$$h_{п_в(n)} = L_{y(n)} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{д(n)} = L_{y(n)} \cdot \left(2 \cdot \mu_{тр} \cdot \sqrt{\frac{D_{п}}{D_{н(n)}}} - \frac{z_{мв(n)}}{\pi \cdot D_{н(n)}} \right). \quad (2.65)$$

На рис.2.14 приведена залежність $h_{п_в}$ від діаметра змотуваного шару для умов сортових моталок стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» для різних профілерозмірів при $z_{мв} = 0$ (а) і $z_{мв} = D_{п}$ (б). Коефіцієнт тертя приймався за даними [51] рівним 0,35.

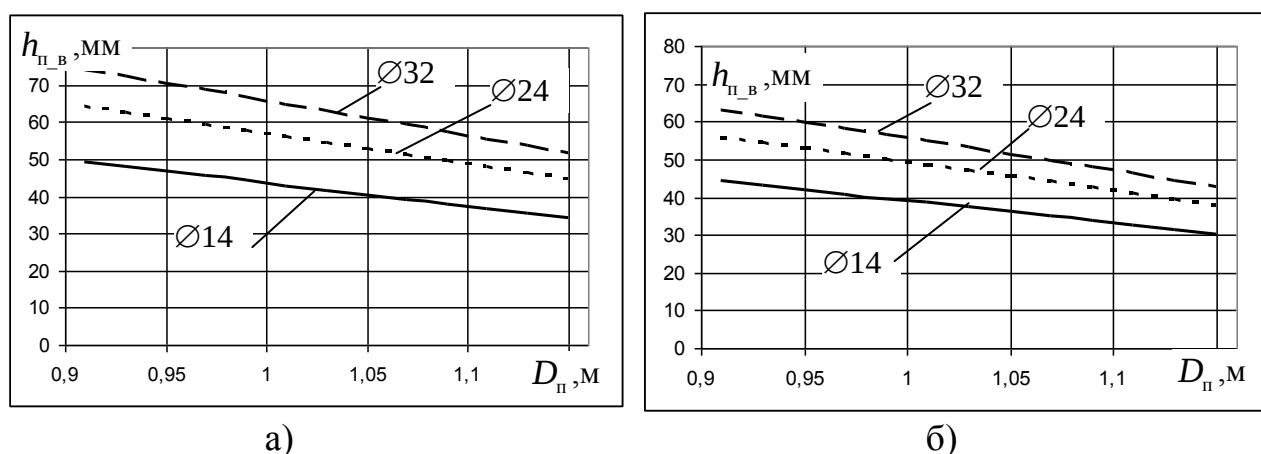


Рис. 2.14. Залежність $h_{п_в}$ від діаметра змотуваного шару для умов сортових моталок стану ДСДС 250/150-6 ПАО «АрселорМіттал Кривий Ріг» для різних профілерозмірів при $z_{мв} = 0$ (а) и $z_{мв} = D_{п}$ (б)

Як видно з графіків, представлених на рис.2.14, при зупиненому укладальнику й однаковій щільності змотування шару висота над рівнем верхнього положення укладальника зі збільшенням діаметра змотування монотонно зменшується, тобто верхній виток кожного наступного шару повинен мати опору на верхні витки попередніх шарів, що протидіє зривові витка. У той же час унаслідок того, що при зупиненому укладальнику кожен наступний виток n -го шару спирається на попередній виток цього ж шару і змотується під кутом $\gamma_{в}$ (див.(2.60)), тобто верхній край верхнього витка шару змінює свою висоту на величину $\Delta h_{п_в}$, яку можна розрахувати як:

$$\Delta h_{\pi_B(n)} = \pi \cdot D_{H(n)} \cdot \operatorname{tg} \gamma_B = z_{MB(n)} . \quad (2.66)$$

Імовірність зриву верхнього витка $(n+2)$ -го шару з за відсутності опори на n -й шар з'являється тоді, коли центр верхнього витка $(n+2)$ -го шару виходить за габарити верхнього краю верхнього витка n -го шару, тобто коли маємо:

$$h_{\pi_B(n)} - h_{\pi_B(n+2)} < \Delta h_{\pi_B(n)} - D_{\pi} / 2 . \quad (2.67)$$

Тоді для надійного (гарантованого) запобігання зриву верхніх витків необхідно, щоб виконувалася нерівність:

$$L_{y(n)} \cdot \left(2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n)}}} - \frac{z_{MB(n)}}{\pi \cdot D_{H(n)}} \right) - \\ - L_{y(n+2)} \cdot \left(2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n+2)}}} - \frac{z_{MB(n+2)}}{\pi \cdot D_{H(n+2)}} \right) > z_{MB(n)} - D_{\pi} / 2 \quad , \quad (2.68)$$

а граничному випадкові відповідає:

$$z_{MB(n)} + L_{y(n+2)} \cdot \left(2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n+2)}}} - \frac{z_{MB(n+2)}}{\pi \cdot D_{H(n+2)}} \right) - \\ - L_{y(n)} \cdot \left(2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n)}}} - \frac{z_{MB(n)}}{\pi \cdot D_{H(n)}} \right) - D_{\pi} / 2 = 0 \quad . \quad (2.69)$$

Якщо прийняти, що змотування здійснюється з постійною щільністю ($z_{MB(n)} = \text{const}$), то умова (2.68) приймає вид:

$$z_{MB} \leq \frac{2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \left(L_{y(n)} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n)}}} - L_{y(n+2)} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n+2)}}} \right) + \frac{D_{\pi}}{2}}{\left(1 + \frac{L_{y(n)}}{\pi \cdot D_{H(n)}} - \frac{L_{y(n+2)}}{\pi \cdot D_{H(n+2)}} \right)} . \quad (2.70)$$

Граничні значення міжвиткової відстані (z_{MB}) від номера змотуваного шару ($N = n + 2$) при різних діаметрах прокату для сортових моталок стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» приведені в табл.2.1. Коефіцієнт тертя приймався за даними [51] рівних 0,35. Діаметр змотуваного шару зв'язаний з номером шару і діаметром прокату залежністю:

$$D_{H(n_{\text{сл}})} = D_{\text{с_бр}} + D_{\pi} \cdot (2 \cdot n_{\text{сл}} - 1) , \quad (2.71)$$

де $n_{\text{сл}}$ – номер змотуваного шару; $D_{\text{с_бр}}$ – діаметр барабана моталки.

Таблиця 2.1

Граничні значення міжвиткової відстані ($z_{\text{мв}}$, мм) від номера змотуваного шару при різних діаметрах прокату для сортових моталок стану МПС 250/150-6

ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Діаметр прокату, мм	Номер змотуваного шару				
	3	5	7	9	11
14	10,25	10,25	10,29	10,38	10,54
16	11,94	11,95	12,03	12,2	12,50
20	15,45	15,51	15,74	16,21	
24	19,10	19,26	19,77		
30	24,81	25,28	26,84		

З таблиці видно, що при існуючому способі керування укладальником граничне значення міжвиткової відстані завжди менше діаметра прокату, тобто умова (2.70) ніколи не виконується, і при будь-якій щільності змотування існує імовірність зриву витків.

Очевидним шляхом рішення даної проблеми є штучне зрушення координати початку верхнього витка $(n+2)$ -го шару вниз щодо координати початку нижнього витка n -го шару. Єдиним керуючим впливом, що дозволяє забезпечити дане зрушення, є регульована затримка зупинки укладальника після спрацювання датчика його верхнього положення.

У цьому випадку «додаткове» збільшення висоти n -го шару – $\Delta h_{\text{доп}(n)}$, визначається кутом повороту барабана моталки після спрацювання датчика верхнього положення укладальника і подачі команди на реверс укладальника – $\Delta \varphi_{\text{доп}(n)}$:

$$\Delta h_{\text{доп}(n)} = \Delta \varphi_{\text{доп}(n)} \cdot \frac{D_{\text{н}(n)}}{2} \cdot \text{tg} \gamma_{\text{в}} = \frac{\Delta \varphi_{\text{доп}(n)}}{2 \cdot \pi} \cdot z_{\text{мв}(n)} . \quad (2.72)$$

Тоді умова (2.67) переписеться у виді:

$$(h_{\pi_B(n)} + \Delta h_{\text{доп}(n)}) - (h_{\pi_B(n+2)} + \Delta h_{\text{доп}(n+2)}) \leq \Delta h_{\pi_B(n)} - D_{\pi} / 2 . \quad (2.73)$$

Тоді, розкриваючи ліві і праві частини (2.73), маємо умову надійного (гарантованого) запобігання зриву верхніх витків:

$$\begin{aligned} & L_{y(n)} \cdot \left(2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n)}}} - \frac{z_{\text{MB}(n)}}{\pi \cdot D_{H(n)}} \right) + \frac{\Delta \varphi_{\text{доп}(n)}}{2 \cdot \pi} \cdot z_{\text{MB}(n)} - \\ & - L_{y(n+2)} \cdot \left(2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n+2)}}} - \frac{z_{\text{MB}(n+2)}}{\pi \cdot D_{H(n+2)}} \right) - \frac{\Delta \varphi_{\text{доп}(n+2)}}{2 \cdot \pi} \cdot z_{\text{MB}(n+2)} > z_{\text{MB}(n)} - D_{\pi} / 2 \end{aligned} \quad (2.74)$$

або

$$\begin{aligned} & \frac{\Delta \varphi_{\text{доп}(n)} \cdot z_{\text{MB}(n)} - \Delta \varphi_{\text{доп}(n+2)} \cdot z_{\text{MB}(n+2)}}{2 \cdot \pi} > \\ & > 2 \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot \left(L_{y(n+2)} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n+2)}}} - L_{y(n)} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n)}}} \right) + \\ & + z_{\text{MB}(n)} \cdot \left(1 + \frac{L_{y(n)}}{\pi \cdot D_{H(n)}} \right) - z_{\text{MB}(n+2)} \cdot \frac{L_{y(n+2)}}{\pi \cdot D_{H(n+2)}} - D_{\pi} / 2 \end{aligned} \quad (2.75)$$

Якщо прийняти, що змотування здійснюється з постійною щільністю ($z_{\text{MB}(n)} = \text{const}$), то умова (2.75) приймає вид:

$$\begin{aligned} \Delta \varphi_{\text{доп}(n)} - \Delta \varphi_{\text{доп}(n+2)} & > 4 \cdot \pi \cdot \frac{\mu_{\text{тр}}}{z_{\text{MB}}} \cdot \left(L_{y(n+2)} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n+2)}}} - L_{y(n)} \cdot \sqrt{\frac{D_{\pi}}{D_{H(n)}}} \right) + \\ & + 2 \cdot \pi + 2 \cdot \left(\frac{L_{y(n)}}{D_{H(n)}} - \frac{L_{y(n+2)}}{D_{H(n+2)}} \right) - \pi \cdot \frac{D_{\pi}}{z_{\text{MB}}} \end{aligned} \quad (2.76)$$

Прийнявши для верхнього/передверхнього шару N $\Delta \varphi_{\text{доп}(N)} = 0$ можна розрахувати мінімальні величини $\Delta \varphi_{\text{доп}(n)}$ для кожного шару з непарного ряду шарів, при яких виконується умова (2.76). Такі розрахункові величини для двох щільностей змотування $z_{\text{MB}} = D_{\pi}$ і $z_{\text{MB}} = 2 \cdot D_{\pi}$, що охоплює з запасом усі можливі робочі значення щільності змотування, і різних діаметрів прокату, приведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2

Мінімальні величини $\Delta\varphi_{\text{доп}(n)}$ для граничних значень робочих щільностей змотування при різних діаметрах прокату для сортових моталок стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Діаметр прокату, мм	Щільність змотування	Розрахункова величина $\Delta\varphi_{\text{доп}}$ для шару, град.					
		1	3	5	7	9	11
14	$z_{\text{MB}} = D_{\text{П}}$	1139	923	685	450	222	0
	$z_{\text{MB}} = 2 \cdot D_{\text{П}}$	1606	1290	958	632	313	0
16	$z_{\text{MB}} = D_{\text{П}}$	1174	972	732	500	276	0
	$z_{\text{MB}} = 2 \cdot D_{\text{П}}$	1625	1309	978	655	339	0
20	$z_{\text{MB}} = D_{\text{П}}$	941	744	507	281	0	
	$z_{\text{MB}} = 2 \cdot D_{\text{П}}$	1300	987	659	341	0	
24	$z_{\text{MB}} = D_{\text{П}}$	635	449	217	0		
	$z_{\text{MB}} = 2 \cdot D_{\text{П}}$	944	637	312	0		
30	$z_{\text{MB}} = D_{\text{П}}$	703	455	221	0		
	$z_{\text{MB}} = 2 \cdot D_{\text{П}}$	973	635	311	0		

Як впливає з табл.2.2, для умов сортових моталок стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» максимальна кількість додаткових витків, які необхідно «домотати» при змотуванні першого шару прокату для запобігання зриву витків лежить у межах 2 - 4,5 витків, а загальна зміна висоти шару при змотування круглого профілю $\varnothing 14\text{мм}$ буде лежати в межах 44 - 62мм, а при змотуванні профілю $\varnothing 30\text{ мм}$ – 124 - 150мм.

Умовами замовлення задається необхідна висота мотка, але, на поточний час, не регламентується перепад висоти верхньої поверхні мотка. Очевидно, що для профілів малих розмірів, особливо при щільному змотуванні, перепад висоти верхньої поверхні мотка близько 50мм при його загальній висоті 800 - 100мм ніяк не позначиться на товарному виді мотка, тоді як для профілів великих розмірів перепад

150мм при тій же висоті мотка може бути незадовільним як по зовнішньому вигляді мотка, так і за умовами його наступної обробки споживачем. У такому випадку доцільно попередньо задавати гранично припустимий перепад по висоті верхньої поверхні мотка і проводити розрахунок $\Delta\varphi_{\text{доп}}$, виходячи з мінімуму імовірності зриву витків при заданім припустимім перепаді.

Для нижньої поверхні мотка умови аналогічні.

Таким чином, у результаті аналітичного дослідження механізму зриву витків при переході до змотування наступного шару встановлено наступне:

- зрив витка має місце при виході крайнього (верхнього/нижнього) витка змотуваного шару за габаритні розміри краю попереднього шару в тотчі переходу до змотування наступного шару;

- встановлено умови, виконання яких забезпечує запобігання зриву крайніх витків;

- запропоновано і обґрунтовано спосіб керування укладальником при досягненні їм крайнього положення, що забезпечує запобігання зриву витків.

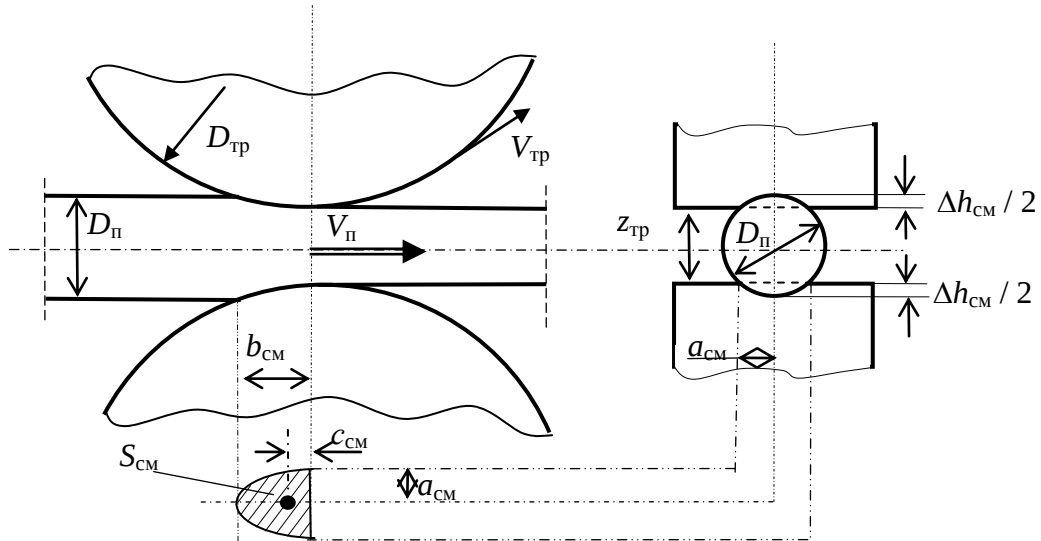
2.3 Розробка моделі для ідентифікації процесу транспортування прокату трайбапаратом

Трайбапарат служить для транспортування прокату за рахунок сил тертя між прокатом і роликами трайбапарата. Сила тертя виникає за рахунок малих обтиснень (зминання) прокату.

Розглянемо випадок транспортування прокату в трайбапараті роликами з гладкою бочкою. Схема обтиснення прокату в трайбапараті роликами з гладкою бочкою представлена на рис. 2.15.

Площа контакту (зминання) прокату роликами рольганга – $S_{\text{см}}$, визначається діаметром прокату, що транспортується $D_{\text{п}}$, діаметрами транспортуючих роликів трайбапарата $D_{\text{тр}}$, зазором між роликами $z_{\text{тр}}$.

Ролики встановлюються в трайбапарат перед прокаткою, а зазор між ними налагоджується перед прокаткою і може коректуватися в процесі прокатки.



$V_п$ – лінійна швидкість прокату; $V_тр$ – лінійна швидкість кола роликів трайбапарата; $D_п$ – діаметр транспортуємого трайбапаратом прокату; $D_тр$ – діаметр роликів трийбапарата; $z_тр$ – зазор між роликами трайбапарата; $\Delta h_{см}$ – висота зминання прокату роликами трайбапарата; $S_{см}$, $a_{см}$, $b_{см}$, $c_{см}$ – площа, довжини напівосей еліпса зминання прокату, відповідно; $c_{см}$ – відстань від осі трайбапарата до геометричного центра («центра ваги») напівеліпса зминання

Рис. 2.15. Схема обтиснення прокату в трайбапараті роликами з гладкою бочкою

При зминанні прокату роликами трайбапарата, контактна поверхня роликів трайбапарата з прокатом має форму напівеліпса з напівосями $a_{см}$ (поперек руху прокату) і $b_{см}$ (у напрямку руху прокату), довжини яких можуть бути розраховані по формулах:

$$a_{см} = \sqrt{\frac{D_п}{2} \cdot \Delta h_{см}} , \quad (2.77)$$

$$b_{см} = \sqrt{\frac{D_тр}{2} \cdot \Delta h_{см}} , \quad (2.78)$$

де $\Delta h_{см}$ – висота зминання прокату роликами трайбапарата:

$$\Delta h_{см} = D_п - z_тр . \quad (2.79)$$

Тоді площа контакту (зминання) визначиться як:

$$S_{\text{см}} = \frac{\pi}{4} \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot \sqrt{D_{\text{п}} \cdot D_{\text{тр}}} . \quad (2.80)$$

Вертикальне зусилля на ролик – $P_{\text{р}}$, а саме воно, у даному випадку, визначає силу взаємодії ролика з прокатом у напрямку, перпендикулярному напрямкові руху прокату, що викликає силу тертя – $P_{\text{р-тр}}$, визначимо точно також, як і для випадку прокатки (див. [113]):

$$P_{\text{р}} = \sigma_{\text{т}} \cdot S_{\text{см}} , \quad (2.81)$$

де $\sigma_{\text{т}}$ – опір деформації стали прокату (при температурі прокату, ступеню і швидкості його деформації – див. [113]).

Тягнуче зусилля ролика за рахунок сил тертя $T_{\text{р-тр}}$, дорівнює:

$$T_{\text{р-тр}} = \mu_{\text{т}} \cdot P_{\text{р-тр}} , \quad (2.82)$$

де $\mu_{\text{т}}$ – коефіцієнт тертя між роликом і прокатом.

Тягнуче зусилля трайбапарата $T_{\text{тр}}$ - , дорівнює сумі зусиль тягнучих роликів тобто подвоєному тягнучому зусиллю одного ролика. З огляду на те, що для випадку роликів з гладкою бочкою маємо $P_{\text{р-тр}} = P_{\text{р}}$ і підставляючи (2.81), маємо:

$$T_{\text{тр}} = \frac{\pi}{2} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot \sqrt{D_{\text{п}} \cdot D_{\text{тр}}} = \frac{\pi}{2} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot (D_{\text{п}} - z_{\text{тр}}) \cdot \sqrt{D_{\text{п}} \cdot D_{\text{тр}}} . \quad (2.83)$$

Очевидно, що в (2.83) входить єдиний параметр, доступний для прямого керування – зазор між роликами $z_{\text{тр}}$. Чим зазор менше, тим більше тягнуче зусилля може створити трайбапарат. У той же час, чим менше зазор, тим більше ролики трайбапарата будуть деформувати прокат.

Якщо задатися максимально припустимою величиною деформації прокату – $\Delta D_{\text{п-деф-макс}}$, то досить просто визначити максимально припустиме тягнуче зусилля трайбапарата $T_{\text{тр-макс}}$:

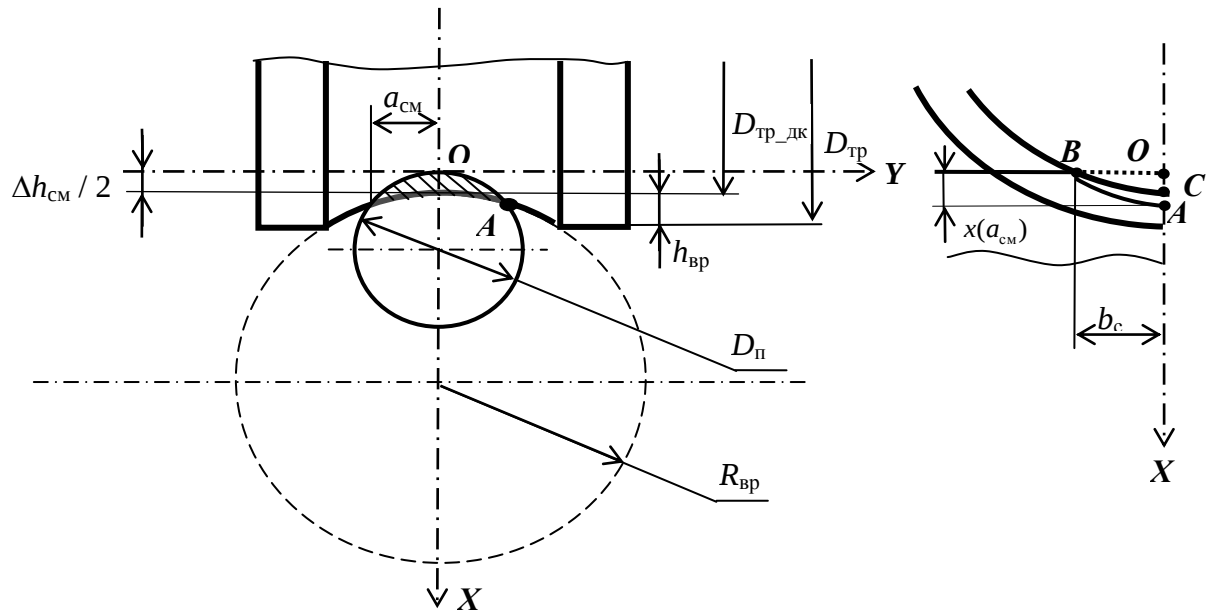
$$T_{\text{тр-макс}} = \frac{\pi}{2} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot \Delta D_{\text{п-деф-макс}} \cdot \sqrt{D_{\text{п}} \cdot D_{\text{тр}}} . \quad (2.84)$$

З (2.83,2.84) випливає, що чим більше діаметр роликів трайбапарата, тим більше тягнуче зусилля при тій же деформації прокату можна одержати і, у свою

чергу, при однаковій тягнучій силі трайбапарата він тим менше деформує поверхню прокату, чим більше діаметр його роликів.

Розглянемо тепер, як на тягнуче зусилля впливає профілювання роликів трайбапарата.

Схема обтиснення прокату в трайбапараті роликми з профільованою бочкою представлена на рис. 2.16.



$D_{\text{п}}$ – діаметр транспортуємого трайбапаратом прокату; $D_{\text{тр}}$ – діаметр роликів трайбапарата (по бочці); $D_{\text{тр_дк}}$ – діаметр роликів трийбапарату по дну калібру; $R_{\text{вр}}$ – радіус врізки калібру; $h_{\text{вр}}$ – глибина врізки калібру; $a_{\text{см}}$ – довжина напівосі еліпса зминання прокату в напрямку, перпендикулярному напрямку руху прокату; $b_{\text{см}}$ – довжина напівосі еліпса зминання прокату в напрямку руху прокату

Рис. 2.16. Схема обтиснення прокату в трайбапараті роликми з профільованою бочкою

Рівняння окружності калібру в координатах X - Y зі зсувом центра відносно початку координат від центра O по осі X на величину $\left(R_{\text{вр}} + \frac{h_{\text{см}}}{2}\right)$ має вигляд:

$$\left(x - \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)\right)^2 + y^2 = R_{\text{вр}}^2. \quad (2.85)$$

Рівняння окружності прокату в у координатах X - Y зі зсувом центра відносно початку координат від центра O по осі X на величину $\frac{D_{\text{п}}}{2}$ має вигляд:

$$\left(x - \frac{D_{\Pi}}{2}\right)^2 + y^2 = \left(\frac{D_{\Pi}}{2}\right)^2. \quad (2.86)$$

Координата перетинання даних окружностей по осі $X - x(a_{\text{см}})$, визначиться з рівняння

$$\left(x - \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)\right)^2 - R_{\text{вр}}^2 = \left(x - \frac{D_{\Pi}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{\Pi}}{2}\right)^2. \quad (2.87)$$

Відкіля:

$$x(a_{\text{см}}) = \frac{R_{\text{вр}} \cdot \Delta h_{\text{см}} + \left(\frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\Pi}}{2}\right)}. \quad (2.88)$$

Тоді маємо:

$$\begin{aligned} a_{\text{см}} &= \sqrt{\left(\frac{D_{\Pi}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{\Pi}}{2} - x(a_{\text{см}})\right)^2} = \\ &= \sqrt{D_{\Pi} \cdot x(a_{\text{см}}) - x(a_{\text{см}})^2} = \sqrt{x(a_{\text{см}}) \cdot (D_{\Pi} - x(a_{\text{см}}))} = , \quad (2.89) \\ &= \sqrt{\frac{R_{\text{вр}} \cdot \Delta h_{\text{см}} + \left(\frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\Pi}}{2}\right)} \cdot \left(D_{\Pi} - \frac{R_{\text{вр}} \cdot \Delta h_{\text{см}} + \left(\frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\Pi}}{2}\right)}\right)} \end{aligned}$$

Довжина осі напівеліпса в напрямку руху прокату – $b_{\text{см}}$ у даному випадку розраховується по формулі:

$$b_{\text{см}} = \sqrt{\frac{D_{\text{тр_дк}}}{2} \cdot \Delta h_{\text{см}}}, \quad (2.90)$$

а проекція площі контакту на поверхню, перпендикулярну напрямку деформації (на горизонтальну поверхню) – площа зминання, визначитися як:

$$S_{\text{см}} = \frac{\pi}{2} \cdot a_{\text{см}} \cdot b_{\text{см}}. \quad (2.91)$$

Легко бачити, що у випадку гладкої бочки, тобто коли $R_{\text{вр}} \Rightarrow \infty$ $D_{\text{тр_дк}} \Rightarrow D_{\text{тр}}$, формули (2.89, 2.90) приймають вид (2.77, 2.78), відповідно.

Розглянемо, яким чином профілювання роликів трайбапарата впливає на його тягнуче зусилля.

Як було показано раніше (див. (2.84)), максимальне тягнуче зусилля трайбапарата обмежено максимально припустимою величиною деформації прокату роликками трайбапарата $\Delta D_{\text{п_деф_max}}$, що дорівнює висоті зминання $\Delta h_{\text{см}}$ прокату. У свою чергу, тягнуче зусилля трайбапарата визначає вертикальне зусилля тиску (див. (2.82)), а воно, у свою чергу, залежить від площі зминання (див. (2.81)).

Площі зминання прокату профільованими роликками – $S_{\text{см(п)}}$ (див. (2.91)), і гладкими роликками – $S_{\text{см(г)}}$, за інших рівних умов:

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{\text{см(п)}} &\equiv \Delta h_{\text{см(г)}} \\ D_{\text{тр_дк(п)}} &\equiv D_{\text{тр(г)}} \\ D_{\text{п(п)}} &\equiv D_{\text{п(г)}} \end{aligned} \right\} \quad (2.92)$$

співвідносяться як (див. (2.91,2.77,2.78,2.89,2.90)):

$$\frac{S_{\text{см(п)}}}{S_{\text{см(г)}}} = \frac{a_{\text{см(п)}}}{a_{\text{см(г)}}} = \sqrt{\frac{R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{4}}{\left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\text{п}}}{2}\right)}} \cdot \left(1 - \frac{R_{\text{вр}} \cdot \Delta h_{\text{см}} + \left(\frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)^2}{2 \cdot D_{\text{п}} \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\text{п}}}{2}\right)}\right). \quad (2.93)$$

У зв'язку з громіздкістю правої частини даного вираження, вплив радіуса врізки калібру на зміну площі зминання оцінимо чисельно. На рис.2.17 представлена

залежність $\frac{S_{\text{см(п)}}}{S_{\text{см(г)}}}$ від $R_{\text{вр}}$ при $\Delta h_{\text{см}} = 0,1 \text{ мм}$ для різних діаметрів прокату, що транспортується.

Очевидно, що профілювання роликів забезпечує, за інших рівних умов, помітний приріст транспортуючого зусилля тільки за рахунок збільшення площі зминання прокату і, відповідно, зусилля на ролик. Такий приріст тим більше, чим ближче радіус врізки калібру ролика до радіуса прокату, що транспортується.

Іншим фактором, що забезпечує збільшення транспортуючої сили є збільшення площі контакту профільованого ролика з прокатом.

Сила взаємодії ролика з прокатом $P_{p_тр}$, що викликає силу тертя, у даному випадку розраховується як

$$P_{p_тр} = \sigma_t \cdot (S_{cm} + S_{пб}), \quad (2.94)$$

де $S_{пб}$ – загальна площа двох бічних проекцій осередку зминання.

Приблизно загальна площа бічних проекцій осередку зминання може бути розрахована як подвоєна площа трикутника ABC (див. рис.2.16).

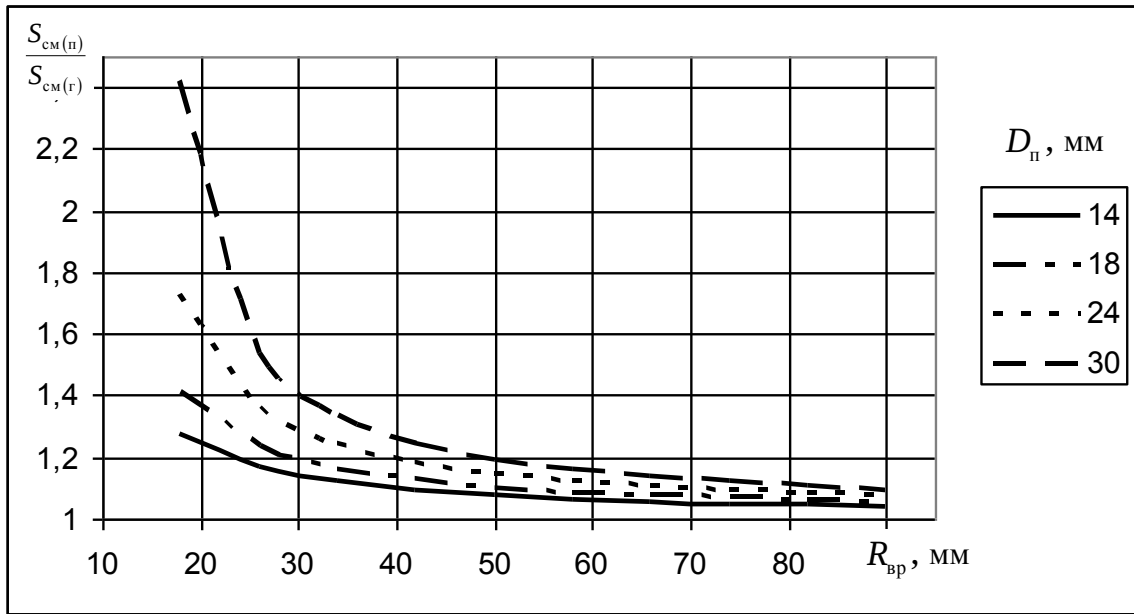


Рис. 2.17. Залежність $\frac{S_{cm(п)}}{S_{cm(г)}}$ від $R_{вп}$ при $\Delta h_{cm} = 0,1$ мм для різних діаметрів транспортуємого прокату

$$\begin{aligned} S_{пб} &\approx 2 \cdot \frac{b_{cm} \cdot \left(x(a_{cm}) - \frac{\Delta h_{cm}}{2} \right)}{2} = \\ &= \sqrt{\frac{D_{тр_дк}}{2}} \cdot \Delta h_{cm} \cdot \left(\frac{R_{вп} \cdot \Delta h_{cm} + \left(\frac{\Delta h_{cm}}{2} \right)^2}{2 \cdot \left(R_{вп} + \frac{\Delta h_{cm}}{2} - \frac{D_{п}}{2} \right)} - \frac{\Delta h_{cm}}{2} \right) = \quad (2.95) \\ &= \Delta h_{cm}^{3/2} \cdot \sqrt{\frac{D_{тр_дк}}{2}} \cdot \left(\frac{R_{вп} + \frac{\Delta h_{cm}}{4}}{2 \cdot \left(R_{вп} + \frac{\Delta h_{cm}}{2} - \frac{D_{п}}{2} \right)} - \frac{1}{2} \right) \end{aligned}$$

Тоді, за інших рівних умов, загальна площа бічних проекцій осередку зминання для профільованого ролика – $S_{пб(п)}$, співвідноситься з площею зминання ролика з гладкою поверхнею як:

$$\frac{S_{пб(п)}}{S_{см(г)}} = 2 \cdot \frac{x(a_{см}) - \frac{\Delta h_{см}}{2}}{\pi \cdot a_{см(г)}} = \frac{\sqrt{\Delta h_{см}} \cdot \left(\frac{D_{п}}{2} - \frac{\Delta h_{см}}{4} \right)}{\pi \cdot \sqrt{\frac{D_{п}}{2}} \cdot \left(R_{вр} + \frac{\Delta h_{см}}{2} - \frac{D_{п}}{2} \right)} . \quad (2.96)$$

У зв'язку з громіздкістю правої частини вираження (2.96), вплив радіуса врізки на бічну проекцію площі контакту прокату з роликом оцінимо чисельно. На рис.2.18 представлена залежність $\frac{S_{пб(п)}}{S_{см(г)}}$ від $R_{вр}$ при $\Delta h_{см} = 0,1$ мм для різних діаметрів прокату, що транспортується.

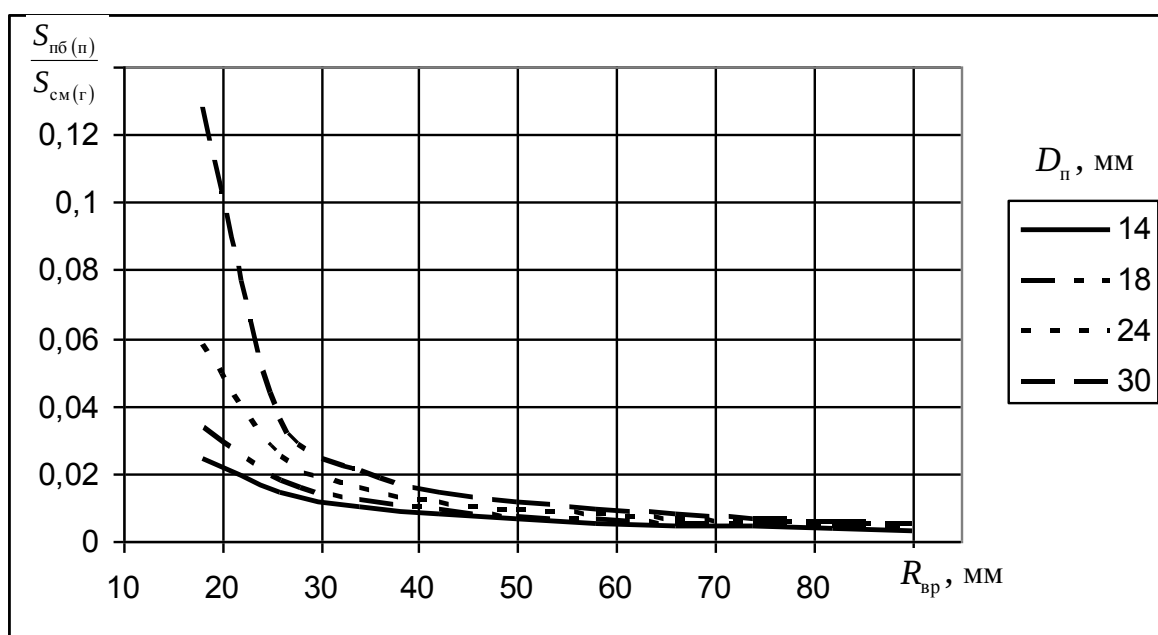


Рис. 2.18. Залежність $\frac{S_{пб(п)}}{S_{см(г)}}$ від $R_{вр}$ при $\Delta h_{см} = 0,1$ мм для різних діаметрів прокату, що транспортується

Як видно з графіків, представлених на рис.2.18, і зіставлення їх із графіками, представленими на рис.2.17, бічна поверхня дає збільшення площі контакту прокату з роликом при малих деформаціях на порядок менше, ніж збільшення площі зминання, що дозволяє не враховувати дану складову при практичних розрахунках.

Тягнуче зусилля ролика можна розрахувати по (2.82), а тягнуче зусилля трайбапарата $T_{\text{тр}}$ - , дорівнює:

$$T_{\text{тр}} = 2 \cdot T_{\text{р-тр}} . \quad (2.97)$$

Слід зазначити, що, у загальному випадку, зусилля транспортування прокату трайбапаратом – $T_{\text{тр-т}}$, трохи менше тягнучого зусилля $T_{\text{тр}}$, тому що на прокат у напрямку, протилежному напрямкові його руху, з боку кожного ролика діє фронтальна сила тиску прокату – $P_{\text{р-ф}}$, що, для одного ролика може бути розрахована по формулі:

$$P_{\text{р-ф}} = \sigma_{\text{т}} \cdot S_{\text{ф}} , \quad (2.98)$$

де $S_{\text{ф}}$ – фронтальна проекція осередку зминання (заштрихована область на рис.2.16).

Для оцінки, у першому наближенні, впливу даної складової на зусилля транспортування прокату $T_{\text{тр-т}}$ розрахуємо площу заштрихованої області на рис.2.16, як суму площ відповідних трикутників:

$$S_{\text{ф}} \approx 2 \cdot \left(\frac{a_{\text{см}} \cdot x(a_{\text{см}})}{2} - \frac{a_{\text{см}} \cdot \left(x(a_{\text{см}}) - \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} \right)}{2} \right) = a_{\text{см}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} . \quad (2.99)$$

Вплив фронтальної складової можна оцінити, як це вже проводилося вище, стосовно $S_{\text{ф}}$ $S_{\text{см(г)}}$:

$$\begin{aligned} \frac{S_{\text{ф(п)}}}{S_{\text{см(г)}}} &= \frac{a_{\text{см(п)}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}}{\frac{\pi}{2} \cdot a_{\text{см(г)}} \cdot b_{\text{см(г)}}} = \\ &= \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left(R_{\text{вр}} \cdot \Delta h_{\text{см}} + \left(\frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} \right)^2 \right)}{D_{\text{п}} \cdot D_{\text{тр}} \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\text{п}}}{2} \right)}} \cdot \left(D_{\text{п}} - \frac{R_{\text{вр}} \cdot \Delta h_{\text{см}} + \left(\frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} \right)^2}{2 \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\text{п}}}{2} \right)} \right) . \end{aligned} \quad (2.100)$$

У зв'язку з громіздкістю правої частини вираження (2.100), вплив радіуса врізки на фронтальну проекцію площі контакту прокату з роликом оцінимо чисельно. На рис.2.19 представлена залежність $\frac{S_{\phi(\Pi)}}{S_{\text{см}(\Gamma)}}$ від $R_{\text{вр}}$ при $\Delta h_{\text{см}} = 0,1 \text{ мм}$ і $D_{\text{тр}} = 200 \text{ мм}$ (мінімальний діаметр роликів трайбапарата ділянки сортових моталок стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг») для різних діаметрів прокату, що транспортується.

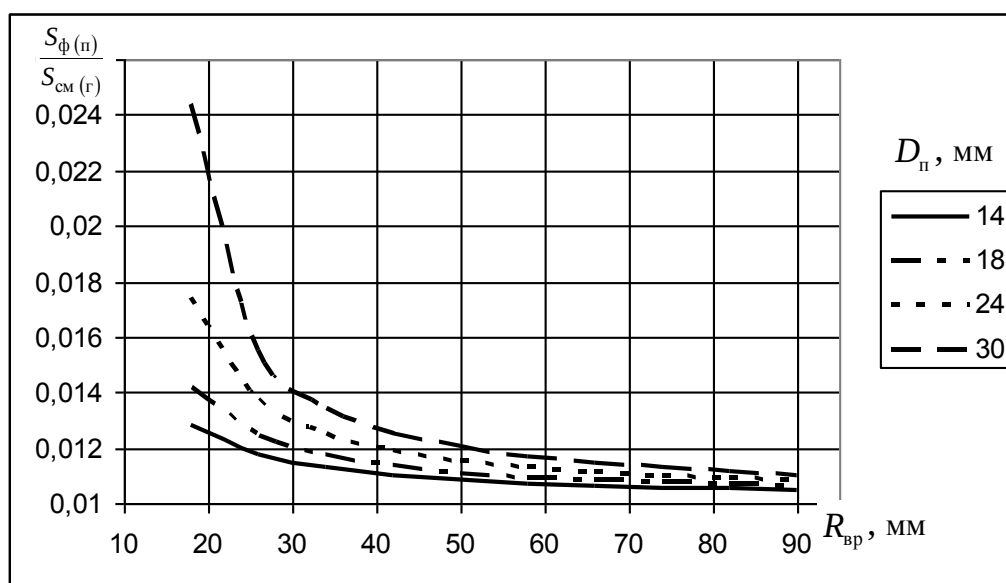


Рис. 2.19. Залежність $\frac{S_{\phi(\Pi)}}{S_{\text{см}(\Gamma)}}$ від $R_{\text{вр}}$ при $\Delta h_{\text{см}} = 0,1 \text{ мм}$ і

$D_{\text{тр}} = 200 \text{ мм}$ для різних діаметрів прокату, що транспортується

Зіставлення графіків, представлених на рис. 2.19 із графіками, представленими на рис.2.17, показує, що при однакових радіусах врізки калібрів роликів вплив фронтальної складової на два порядки менше впливу бічної складової, що дозволяє зневажити її впливом або врахувати її у виді поправного коефіцієнта до транспортуючої сили трайбапарата.

Варто врахувати, що фронтальна сила $P_{\text{р}_\phi}$ впливає безпосередньо на прокат, а на тягнуче зусилля роликів істотно впливає коефіцієнт тертя поверхонь прокату і роликів.

Значення коефіцієнтів тертя для різних умов, матеріалів і становища тертьових поверхонь приведені в [52]. Однак, найбільш близькими до розглянутого випадку є, на нашу думку, результати отримані ВНИИМЕТМАШ на підставі експериментальних досліджень процесу гальмування гарячого дрібносортового прокату на холодильнику дрібносортового стану. У роботі [51] приведені дані результати і запропонована аналітична залежність для їхнього опису:

$$\mu_t = 0,7 \cdot (|\Delta V| + 3)^{-0,25}, \quad (2.101)$$

де ΔV – різниця швидкості прокату – V_n (м/с), і лінійної швидкості по дну калібру роликів трайбапарата – $V_{тр}$ (м/с):

$$\Delta V = V_{тр} - V_n. \quad (2.102)$$

Лінійна швидкість по дну калібру роликів трайбапарата – $V_{тр}$, розраховується як:

$$V_{тр} = \omega_{тр} \cdot \frac{D_{тр_дк}}{2}, \quad (2.103)$$

де $\omega_{тр}$ – швидкість обертання роликів трайбапарата; $D_{тр_дк}$ – діаметр роликів трайбапарата по дну калібру (див. рис.2.2).

Завдання швидкості обертання трайбапарата прийнято здійснювати через завдання коефіцієнта випередження трайбапарата – $K_{тр}$:

$$K_{тр} = \frac{V_{тр}}{V_n}, \quad (2.104)$$

або в % – $k_{тр}$:

$$k_{тр} = \frac{K_{тр} - 1}{K_{тр}} \cdot 100\%, \quad (2.105)$$

На рис.2.20 приведена залежність відносного тягнучого зусилля трайбапарата від коефіцієнта випередження $T_{тр}(K_{тр})/T_{тр}(K_{тр}=1)$, при різних швидкостях прокату, що транспортується, (див., також (2.82)):

$$\frac{T_{тр}(K_{тр})}{T_{тр}(K_{тр}=1)} = \text{sign}(K_{тр} - 1) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot V_n \cdot |K_{тр} - 1| + 1 \right)^{-0,25}. \quad (2.106)$$

Як видно з графіків, тягнуче зусилля трайбапарата позитивно при $K_{\text{тр}} \geq 1$ і негативно при $K_{\text{тр}} < 1$. Причому, при $K_{\text{тр}} \geq 1$ з ростом $K_{\text{тр}}$ воно монотонно знижується, а при $K_{\text{тр}} < 1$ зі зменшенням $K_{\text{тр}}$ – монотонно збільшується. У точці, точніше – ліворуч точки $K_{\text{тр}} \equiv 1$, маємо розрив другого роду зі зміною знаку тягнучого зусилля.

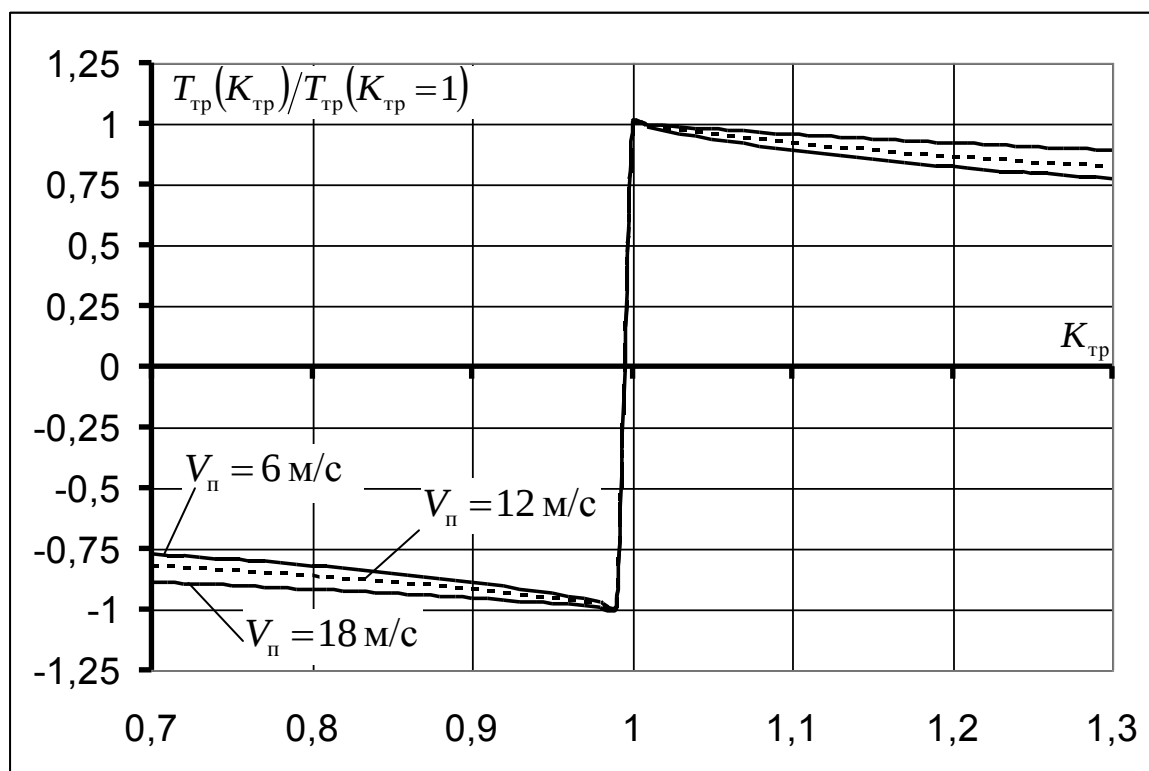


Рис. 2.20. Залежність $T_{\text{тр}}(K_{\text{тр}})/T_{\text{тр}}(K_{\text{тр}}=1)$ при різних швидкостях прокату, що транспортується

Таким чином, зусилля транспортування прокату трайбапаратом (обома роликами) – $T_{\text{тр}_T}$, дорівнює:

$$T_{\text{тр}_T} = 2 \cdot \sigma_T \cdot (\mu_T \cdot (S_{\text{см}} + S_{\text{пб}}) - S_{\text{ф}}), \quad (2.107)$$

а якщо зневажити $S_{\text{пб}}$ і $S_{\text{ф}}$, то приблизно можна записати:

$$T_{\text{тр}_T} \approx 1,5 \cdot \sigma_T \cdot \mu_T \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)}{\left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\text{п}}}{2}\right)} \cdot \left(D_{\text{п}} - \frac{R_{\text{вр}} \cdot \Delta h_{\text{см}} + \left(\frac{\Delta h_{\text{см}}}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(R_{\text{вр}} + \frac{\Delta h_{\text{см}}}{2} - \frac{D_{\text{п}}}{2}\right)}\right)} \quad (2.108)$$

а якщо врахувати, що $R_{\text{вр}} > D_{\text{п}} \gg \Delta h_{\text{см}}$, то (2.108) можна переписати у виді:

$$T_{\text{тр}_T} \approx 1,5 \cdot \sigma_T \cdot \mu_T \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot R_{\text{вр}}}{\left(\frac{R_{\text{вр}}}{D_{\text{п}}} - \frac{1}{2}\right)}}, \quad (2.109)$$

а при гладких роликах ($R_{\text{вр}} \Rightarrow \infty$) вираження (2.109) приймає вид:

$$T_{\text{тр}_T} \approx 1,5 \cdot \sigma_T \cdot \mu_T \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot \sqrt{D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot D_{\text{п}}}. \quad (2.110)$$

З вираження (2.108) при відомому $T_{\text{тр}_T}$ можна оцінити $\Delta h_{\text{см}}$, тобто оцінити наскільки трайбапарат деформує прокат і чи є дана деформація технологічно припустимою.

Оскільки транспортуюча сила створюється моментом на валу трайбапарата, то очевидним рішенням даної задачі є ідентифікація величини зусилля транспортування прокату по статичному моменту трайбапарата.

Для аналізу взаємозв'язку зусилля транспортування прокату зі статичним моментом трайбапарата звернемося до розрахункової схеми, представленій на рис.2.21.

Сумарний момент статичного навантаження на валову роликів трайбапарата – $M_{\text{тр}_c}$, дорівнює:

$$M_{\text{тр}_c} = T_{\text{тр}_T} \cdot D_{\text{тр}_\text{дк}} + 2 \cdot P_p \cdot c_{\text{см}}, \quad (2.111)$$

а його знак визначається $\text{sign}(K_{\text{тр}} - 1)$.

Відстань від осі трайбапарата до центра тиску («центра ваги») напівеліпса зминання – $c_{\text{см}}$, відповідно до [53], дорівнює:

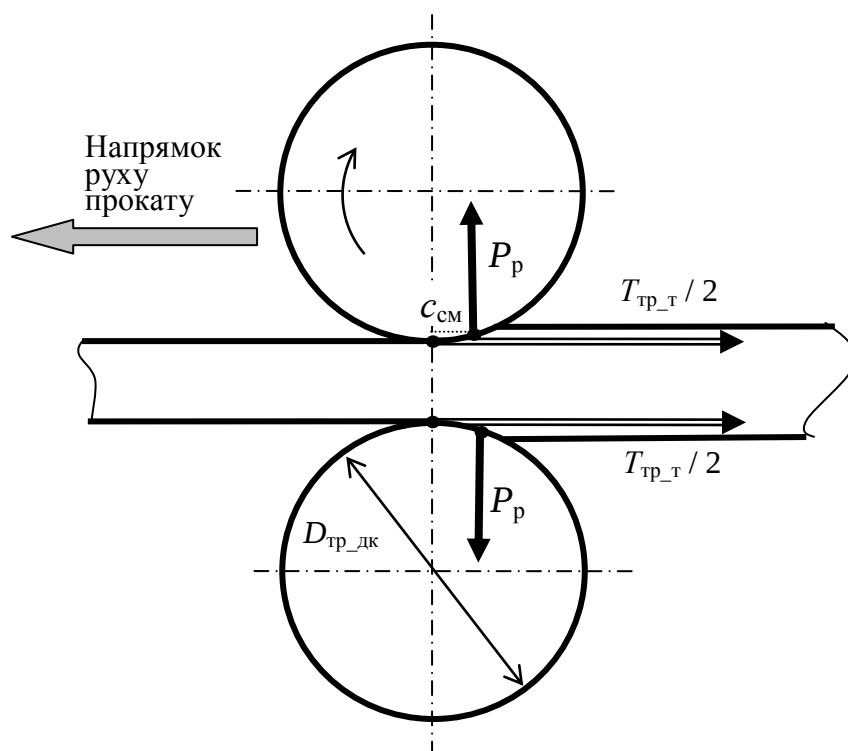
$$c_{\text{см}} = 0,425 \cdot b_{\text{см}}, \quad (2.112)$$

і тоді, після підстановок у (2.111) виразів (2.107, 2.78, 2.81, 2.112) і з урахуванням допущень, прийнятих при виведенні (2.109), маємо:

$$M_{\text{тр}_c} \approx \text{sign}(K_{\text{тр}} - 1) \cdot 1,5 \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot R_{\text{вр}}}{\left(\frac{R_{\text{вр}}}{D_{\text{п}}} - \frac{1}{2}\right)}} \cdot \left(1 + 0,447 \cdot \frac{1}{\mu_{\text{т}}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta h_{\text{см}}}{D_{\text{тр}_\text{дк}}}}\right), \quad (2.113)$$

або, з огляду на те, що $D_{\text{тр}_\text{дк}} \gg \Delta h_{\text{см}}$, маємо:

$$M_{\text{тр}_c} \approx \text{sign}(K_{\text{тр}} - 1) \cdot T_{\text{тр}_\text{т}} \cdot D_{\text{тр}_\text{дк}}. \quad (2.114)$$



$T_{\text{тр}_\text{т}}$ – зусилля транспортування прокату трайбапаратом; P_p – вертикальне зусилля на ролик трайбапарата; $D_{\text{тр}_\text{дк}}$ – діаметр роликів трайбапарата по дну калібру; $c_{\text{см}}$ – відстань від осі трайбапарата до центра тиску («центра ваги») напівеліпса зминання

Рис. 2.21. Розрахункова схема статичного моменту навантаження трайбапарата при транспортуванні прокату

Підставивши в (2.114) вираження (2.109,2.101,2.102,2.104), одержуємо:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{тр}_c} &\approx \text{sign}(K_{\text{тр}} - 1) \cdot 1,5 \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot R_{\text{вр}}}{\left(\frac{R_{\text{вр}}}{D_{\text{п}}} - \frac{1}{2}\right)}} \approx \\
 &\approx \text{sign}(K_{\text{тр}} - 1) \cdot 0,8 \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{см}} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot V_{\text{п}} \cdot |K_{\text{тр}} - 1| + 1\right)^{-0,25} \cdot D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{тр}_\text{дк}} \cdot R_{\text{вр}}}{\left(\frac{R_{\text{вр}}}{D_{\text{п}}} - \frac{1}{2}\right)}}. \quad (2.115)
 \end{aligned}$$

Останні два співмножники в (2.115) визначають вплив конструктивних параметрів трайбапарата на момент на його валу, $\sigma_{\text{т}}$ – властивостей сталі прокату, $\Delta h_{\text{см}}$ – настроювання роликів (зазору між роликами) трайбапарата, $K_{\text{тр}}$ – настроювання швидкісного режиму трайбапарата. Два останніх параметри є що встановлюються. Зазор між роликами встановлюється перед початком прокатки профілерозміру, коректується в процесі прокатки першої заготовки (перших заготовок) і, епізодично, у процесі прокатки.

Як показали проведені в дійсному параграфі дослідження, з факторів, що впливають на момент на валу трайбапарата в штатному режимі його роботи (при транспортуванні прокату, тобто при $K_{\text{тр}} > 1$), найбільш значимими є (по ступені значимості): величина зминання прокату роликами трайбапарата, конструктивні параметри трайбапарата (діаметр установлених роликів по дну калібру і радіус врізки калібру ролика) і коефіцієнт випередження швидкості роликів над швидкістю руху прокату. Ступінь впливу даних параметрів на момент двигуна різний. Так, найбільш істотно на момент на валу трайбапарата впливає величина зминання і конструктивні параметри трайбапарата, а от вплив коефіцієнта випередження порівняно незначний. З практичного досвіду відомо, що коефіцієнт випередження трайбапарата, як правило, установлюють близько 10%, але не нижче 5% і не вище 15%. Зміна в даному діапазоні коефіцієнта випередження призводить до зміни транспортуючого зусилля менш, ніж на 10%, тобто ступінь впливу коефіцієнта

випередження на момент навантаження на валу трайбапарата на порядок нижче, ніж перших двох параметрів.

Таким чином, момент на валу трайбапарата при відомих конструктивних його параметрах може служити показником ступеня зминання, деформації поверхні прокату, що транспортується.

Момент двигуна зв'язаний з моментом на валу трайбапарата наступною залежністю:

$$M_{д_тр} = \frac{M_{тр_с}}{i_{р_тр} \cdot \eta_{р_тр}} + M_{д_тр_хх} + M_{д_тр_д}, \quad (2.116)$$

де $i_{р_тр}$, $\eta_{р_тр}$ – передатне число і ККД редуктора трайбапарата, відповідно; $M_{д_тр_хх}$ – момент холостого ходу двигуна трайбапарата; $M_{д_тр_д}$ – динамічний момент трайбапарата, приведений до двигуна:

$$M_{д_тр_д} = J_{тр} \cdot \frac{d\omega_{д_тр}}{dt}. \quad (2.117)$$

Тут $J_{тр}$ – момент інерції трайбапарата, приведений до валу двигуна; $\omega_{д_тр}$ – швидкість обертання трайбапарата.

У сталому режимі ($M_{д_тр_д} = 0$) з обліком (2.114) маємо:

$$M_{д_тр} = \text{sign}(K_{тр} - 1) \cdot \frac{T_{тр_т} \cdot D_{тр_дк}}{i_{р_тр} \cdot \eta_{р_тр}} + M_{д_тр_хх}. \quad (2.118)$$

Оскільки основною технологічною задачею трайбапарата є транспортування прокату до моталки, тобто подолання сил тертя в трасі від трайбапарата до моталки, то важливо забезпечити необхідне зусилля транспортування прокату – $T_{тр_т}$. Дане зусилля може бути визначене з (2.109). При $K_{тр} > 1$ (основний режим роботи трайбапарата) і відомому $M_{д_тр_хх}$ з (2.118) маємо:

$$T_{тр_т} = \frac{(M_{д_тр} - M_{д_тр_хх})}{D_{тр_дк}} \cdot i_{р_тр} \cdot \eta_{р_тр}, \quad (2.119)$$

або, переходячи до якірних струмів трайбапарата – саме вони контролюються оператором:

$$T_{\text{тр}_\tau} = \frac{(I_{\text{д}_\text{тр}} - I_{\text{д}_\text{тр}_\text{хх}})}{D_{\text{тр}_\text{дк}}} \cdot c_m \cdot i_{\text{р}_\text{тр}} \cdot \eta_{\text{р}_\text{тр}}, \quad (2.120)$$

де: $I_{\text{д}_\text{тр}}$ – якірний струм трайбапарата при транспортуванні прокату; $I_{\text{д}_\text{тр}_\text{хх}}$ – якірний струм трайбапарата на холостому ході; c_m – коефіцієнт моменту електродвигуна трайбапарата.

У цілому, для рішення задачі настроювання режиму обтиснення трайбапаратом прокату необхідно на основі контролю якірного струму трайбапарата відповісти на два питання:

- яке зусилля транспортування необхідно для надійного транспортування передньої ділянки прокату до моталки;
- який якірний струм трайбапарата відповідає необхідному зусиллю транспортування.

У загальному випадку, необхідне зусилля транспортування на практиці вибирається дослідним шляхом, і задача настроювання режиму обтиснення є, по суті, задачею переносу досвіду налагодженого (еталонного) режиму транспортування прокату діаметром $D_{\text{п}_\text{э}}$ трайбапаратом з відомими діаметрами встановлених роликів $D_{\text{тр}_\text{дк}_\text{э}}$, при відомій швидкості обертання $\omega_{\text{дв}_\text{тр}_\text{э}}$ і якірному струмі навантаження $I_{\text{д}_\text{тр}_\text{э}}$ трайбапарата, на випадок транспортування прокату діаметром $D_{\text{п}}$ трайбапаратом з відомими діаметрами встановлених роликів $D_{\text{тр}_\text{дк}}$, при відомій швидкості обертання $\omega_{\text{дв}_\text{тр}}$. Тобто, необхідно відповісти на питання, який якірний струм навантаження $I_{\text{д}_\text{тр}}$ повинний при цьому бути при транспортуванні прокату діаметром $D_{\text{п}}$ трайбапаратом з діаметрами встановлених роликів $D_{\text{тр}_\text{дк}}$ при швидкості обертання $\omega_{\text{дв}_\text{тр}}$, якщо відомий струм навантаження $I_{\text{д}_\text{тр}_\text{э}}$ при транспортуванні прокату діаметром $D_{\text{п}_\text{э}}$ трайбапаратом з діаметрами встановлених роликів $D_{\text{тр}_\text{дк}_\text{э}}$ при швидкості обертання $\omega_{\text{дв}_\text{тр}_\text{э}}$.

Припустимо, нам відоме зусилля транспортування $T_{\text{тр}_\text{т}_\text{э}}$ прокату діаметром $D_{\text{п}_\text{э}}$. Дане зусилля переборює зусилля тертя в трасі на ділянці трайбапарат-моталка – $P_{\text{т}_\text{тр-м}_\text{э}}$. Дане зусилля може бути розраховане як:

$$P_{\text{т}_\text{тр-м}_\text{э}} = \mu_{\text{т}_\text{тр-м}_\text{э}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{п}_\text{э}}^2}{4} \cdot L_{\text{тр-м}} \cdot \rho_{\text{с}} \cdot g, \quad (2.121)$$

де: $\mu_{\text{т}_\text{тр-м}_\text{э}}$ – усереднений коефіцієнт тертя прокату в трасі при транспортуванні прокату діаметром $D_{\text{п}_\text{э}}$ трайбапаратом з діаметрами встановлених роликів $D_{\text{тр-дк}_\text{э}}$ при швидкості обертання $\omega_{\text{дв}_\text{тр}_\text{э}}$; $L_{\text{тр-м}}$ – довжина траси між трайбапаратом і моталкою; $\rho_{\text{с}}$ – щільність стали при температурі кінця прокатки; g – прискорення сили ваги.

Відповідно, при транспортуванні прокату діаметром $D_{\text{п}}$ трайбапарат з діаметрами встановлених роликів $D_{\text{тр-дк}}$ при швидкості обертання $\omega_{\text{дв}_\text{тр}}$ переборює зусилля тертя в трасі на ділянці трайбапарат-моталка – $P_{\text{т}_\text{тр-м}}$.

$$P_{\text{т}_\text{тр-м}} = \mu_{\text{т}_\text{тр-м}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} \cdot L_{\text{тр-м}} \cdot \rho_{\text{с}} \cdot g, \quad (2.122)$$

Тоді, при збереженні того ж відносного запасу по транспортуєчому зусиллю, ми повинні одержати зусилля $T_{\text{тр}_\text{т}}$ рівне:

$$T_{\text{тр}_\text{т}} = T_{\text{тр}_\text{т}_\text{э}} \cdot \frac{P_{\text{т}_\text{тр-м}}}{P_{\text{т}_\text{тр-м}_\text{э}}} = T_{\text{тр}_\text{т}_\text{э}} \cdot \frac{\mu_{\text{т}_\text{тр-м}}}{\mu_{\text{т}_\text{тр-м}_\text{э}}} \cdot \left(\frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{п}_\text{э}}} \right)^2. \quad (2.123)$$

Для даного випадку вираження для коефіцієнта тертя (2.101) приймає вид:

$$\mu_{\text{т}_\text{тр-м}} = 0,7 \cdot (V_{\text{п}} + 3)^{-0,25}, \quad (2.124)$$

У залежності від профілерозміру лінійна швидкість прокату на виході з випускної кліті сортової лінії стану ДСДС 250/150-6 лежить у межах від 6,6 до 18м/с. На рис. 2.22 приведений розрахунковий графік залежності коефіцієнта тертя прокату об проводки на ділянці трайбапарат-моталка і його степенева апроксимація в зазначеному діапазоні швидкостей прокатки.

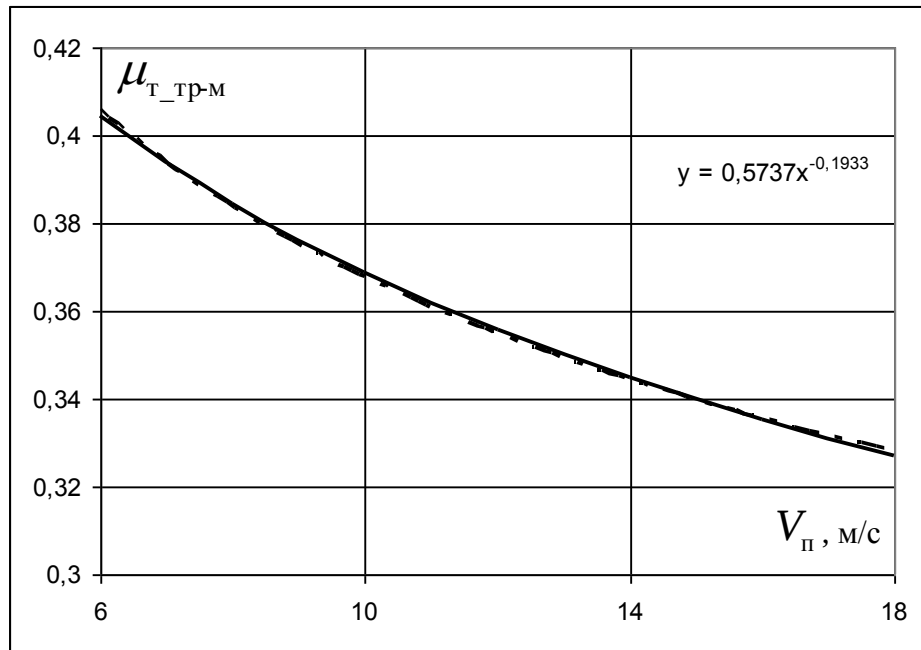


Рис. 2.22. Розрахунковий графік залежності коефіцієнта тертя прокату об проводки на ділянці трайбапарат-моталка і його степенева апроксимація

Максимальна помилка при степеневій апроксимації не перевищує 1%, тому замість вираження (2.124) доцільно використовувати рівняння:

$$\mu_{т-тр-м} = 0,5737 \cdot V_{п}^{-0,1933}, \quad (2.125)$$

і тоді вираження (2.123) здобуває вид:

$$T_{тр-т} = T_{тр-т-э} \cdot \frac{P_{т-тр-м}}{P_{т-тр-м-э}} = T_{тр-т-э} \cdot \left(\frac{V_{п}}{V_{п-э}} \right)^{-0,1933} \cdot \left(\frac{D_{п}}{D_{п-э}} \right)^2, \quad (2.126)$$

а, з огляду на (2.104) і те, що:

$$V_{тр} = \frac{D_{тр-дк} \cdot \omega_{дв-тр}}{2 \cdot i_{р-тр}} \quad (2.127)$$

маємо:

$$T_{тр-т} = T_{тр-т-э} \cdot \left(\frac{D_{тр-дк}}{D_{тр-дк-э}} \cdot \frac{\omega_{дв-тр}}{\omega_{дв-тр-э}} \cdot \frac{K_{тр-э}}{K_{тр}} \right)^{-0,1933} \cdot \left(\frac{D_{п}}{D_{п-э}} \right)^2. \quad (2.128)$$

Після підстановки в (2.120) вираження (2.128) і перетворення одержуємо:

$$\begin{aligned}
& (I_{\text{д_тр}} - I_{\text{д_тр_xx}}) = \\
& = (I_{\text{д_тр_э}} - I_{\text{д_тр_xx_э}}) \cdot \frac{c_{\text{м_э}}}{c_{\text{м}}} \cdot \left(\frac{D_{\text{тр_дк}}}{D_{\text{тр_дк_э}}} \right)^{0,8067} \cdot \left(\frac{\omega_{\text{дв_тр}}}{\omega_{\text{дв_тр_э}}} \cdot \frac{K_{\text{тр_э}}}{K_{\text{тр}}} \right)^{-0,1933} \cdot \left(\frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{п_э}}} \right)^2. \quad (2.129)
\end{aligned}$$

Відомо, що коефіцієнт моменту електродвигуна пропорційний величині магнітного потоку збудження [83]. Даний потік залишається постійним при роботі електродвигуна в першій зоні до граничної швидкості обертання $\omega_{\text{двI}}$ і падає пропорційно ступеню ослаблення поля, що у сталому режимі визначає швидкість обертання. Тобто, для коефіцієнта моменту електродвигуна справедливо:

$$c_{\text{м}} = \begin{cases} c_{\text{мI}} & \text{при } \omega_{\text{дв}} \leq \omega_{\text{двI}} \\ c_{\text{мI}} \cdot \frac{\omega_{\text{двI}}}{\omega_{\text{дв}}} & \text{при } \omega_{\text{дв}} > \omega_{\text{двI}} \end{cases}. \quad (2.130)$$

де: $c_{\text{мI}}$ – коефіцієнт моменту електродвигуна при роботі в першій зоні; $\omega_{\text{дв}}$ – поточна стала швидкість обертання двигуна.

Тоді, у залежності від співвідношення $\omega_{\text{дв_тр}}$, $\omega_{\text{дв_тр_э}}$, $\omega_{\text{двI_тр}}$, вираження (2.129) можна переписати як:

– при $\omega_{\text{дв_тр_э}} > \omega_{\text{двI_тр}}$ і $\omega_{\text{дв_тр}} > \omega_{\text{двI_тр}}$:

$$\begin{aligned}
& (I_{\text{д_тр}} - I_{\text{д_тр_xx}}) = (I_{\text{д_тр_э}} - I_{\text{д_тр_xx_э}}) \cdot \\
& \cdot \left(\frac{\omega_{\text{дв_тр}}}{\omega_{\text{дв_тр_э}}} \right)^{0,8067} \cdot \left(\frac{D_{\text{тр_дк}}}{D_{\text{тр_дк_э}}} \right)^{0,8067} \cdot \left(\frac{K_{\text{тр_э}}}{K_{\text{тр}}} \right)^{-0,1933} \cdot \left(\frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{п_э}}} \right)^2; \quad (2.131)
\end{aligned}$$

– при $\omega_{\text{дв_тр_э}} \leq \omega_{\text{двI_тр}}$ і $\omega_{\text{дв_тр}} \leq \omega_{\text{двI_тр}}$:

$$\begin{aligned}
& (I_{\text{д_тр}} - I_{\text{д_тр_xx}}) = (I_{\text{д_тр_э}} - I_{\text{д_тр_xx_э}}) \cdot \\
& \cdot \left(\frac{D_{\text{тр_дк}}}{D_{\text{тр_дк_э}}} \right)^{0,8067} \cdot \left(\frac{\omega_{\text{дв_тр}}}{\omega_{\text{дв_тр_э}}} \cdot \frac{K_{\text{тр_э}}}{K_{\text{тр}}} \right)^{-0,1933} \cdot \left(\frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{п_э}}} \right)^2; \quad (2.132)
\end{aligned}$$

– при $\omega_{\text{дв_тр_э}} \leq \omega_{\text{двI_тр}}$ і $\omega_{\text{дв_тр}} > \omega_{\text{двI_тр}}$:

$$\begin{aligned}
& (I_{\text{д_тр}} - I_{\text{д_тр_xx}}) = (I_{\text{д_тр_э}} - I_{\text{д_тр_xx_э}}) \cdot \\
& \cdot \frac{\omega_{\text{дв_тр}}}{\omega_{\text{двI_тр}}} \cdot \left(\frac{D_{\text{тр_дк}}}{D_{\text{тр_дк_э}}} \right)^{0,8067} \cdot \left(\frac{\omega_{\text{дв_тр}}}{\omega_{\text{дв_тр_э}}} \cdot \frac{K_{\text{тр_э}}}{K_{\text{тр}}} \right)^{-0,1933} \cdot \left(\frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{п_э}}} \right)^2; \quad (2.133)
\end{aligned}$$

– при $\omega_{\text{дв_тр_э}} > \omega_{\text{двл_тр}}$ і $\omega_{\text{дв_тр}} \leq \omega_{\text{двл_тр}}$:

$$\begin{aligned} (I_{\text{д_тр}} - I_{\text{д_тр_хх}}) &= (I_{\text{д_тр_э}} - I_{\text{д_тр_хх_э}}) \cdot \\ &\cdot \frac{\omega_{\text{двл_тр}}}{\omega_{\text{дв_тр_э}}} \cdot \left(\frac{D_{\text{тр_дк}}}{D_{\text{тр_дк_э}}} \right)^{0,8067} \cdot \left(\frac{\omega_{\text{дв_тр}}}{\omega_{\text{дв_тр_э}}} \cdot \frac{K_{\text{тр_э}}}{K_{\text{тр}}} \right)^{-0,1933} \cdot \left(\frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{п_э}}} \right)^2. \end{aligned} \quad (2.134)$$

Таким чином, вираження (2.131-2.134) дозволяють розрахувати раціональний якірний струм навантаження електродвигуна трайбапарата при транспортуванні прокату до моталки, що забезпечує контроль за настроюванням зазору між роликами трайбапарата.

Слід зазначити, що в (2.131-2.134) не входить ні прямо, ні побічно такий параметр, як радіус врізки калібрів. Це є наслідком того, що задачею трайбапарата є надійне транспортування прокату до моталки, і її рішення не залежить від форми калібру. Використання профільованих роликів у трайбапараті дозволяє лише знизити величину зминання поверхні прокату роликами трайбапарата, необхідну для створення необхідного зусилля транспортування, тобто зменшити негативний вплив трайбапарата на профіль прокату.

Іншим параметром настроювання трайбапарата є коефіцієнт випередження $K_{\text{тр}}$ трайбапарата (див. (2.104)).

Швидкісний режим трайбапарата задається оператором перед прокаткою і може мінятися, а точніше, регулюється як оператором, так і системою технологічної автоматизації або трайбапарата (локальної), або ділянки моталок.

Задачі й алгоритм керування трайбапаратом впливає з технологічних задач, розв'язуваних трайбапаратом у процесі змотування сортового прокату.

До основних технологічних задач відноситься:

1. Надійне захоплення і транспортування прокату до моталки.
2. Забезпечення стабільного процесу змотування прокату.
3. Виключення «нагону» прокату між трайбапаратом і моталкою при виході прокату з випускний кліті.
4. Створення натягу прокату на ділянці між трайбапаратом і моталкою до виходу прокату з трайбапарата.

Простий аналіз технологічних задач дозволяє сформулювати наступні правила керування швидкістю обертання трайбапарата (точніше – керування завданням коефіцієнта випередження):

1. Перед і при захопленні прокату трайбапаратом – гарантоване $K_{\text{тр}} > 1$ з урахуванням динамічного падіння швидкості обертання трайбапарата при захопленні прокату.

2. У процесі транспортування прокату до моталки – $K_{\text{тр}} \Rightarrow 1$ при гарантованому $K_{\text{тр}} > 1$.

3. У процесі захоплення прокату моталкою – $K_{\text{тр}} > 1$.

4. У процесі змотування прокату – не допускати роботу поблизу точки $K_{\text{тр}} = 1$ для виключення ривків натягу на ділянках моталка - трайбапарат, трайбапарат-випускна кліть через зміну знаку транспортуючої сили трайбапарата.

5. У момент виходу з випускної кліті й у процесі примотки задньої ділянки прокату до виходу з трайбапарата – $K_{\text{тр}} \Rightarrow 1$ при гарантованому $K_{\text{тр}} < 1$ для створення максимально можливого натягу на ділянці трайбапарат-моталка.

У свою чергу, аналіз приведених правил показує, по-перше, необхідність ідентифікації швидкості обертання трайбапарата, при якій, при відомій швидкості обертання кліті, має місце $K_{\text{тр}} = 1$, по-друге, визначення динамічного падіння швидкості обертання трайбапарата при захопленні прокату роликми.

Незважаючи на те, що технологією задається коефіцієнт випередження трайбапарата – $K_{\text{тр}}$, безпосереднє завдання швидкості обертання трайбапарата формується шляхом завдання коефіцієнта пропорційності швидкості обертання трайбапарата ($\omega_{\text{дв_тр}}$), швидкості обертання випускної кліті ($\omega_{\text{дв_кл}}$) – $K_{\text{дв_тр}}$:

$$K_{\text{дв_тр}} = \frac{\omega_{\text{дв_тр}}}{\omega_{\text{дв_кл}}} . \quad (2.135)$$

Взаємозв'язок $K_{дв_тр}$ з $K_{тр}$ легко установити через взаємозв'язок лінійної швидкості по дну калібру трайбапарата – $V_{тр}$, з $\omega_{дв_тр}$ (див. (2.127)) і лінійної швидкості прокату на виході з випускної кліті – $V_{п}$ з $\omega_{дв_кл}$:

$$V_{п} = \frac{D_{кл_к} \cdot \omega_{дв_кл}}{2 \cdot i_{р_кл}}, \quad (2.136)$$

де: $i_{р_тр}$, $i_{р_кл}$ – передатні числа редукторів трайбапарата і кліті, відповідно;
 $D_{кл_к}$ – катаючий діаметр валків кліті.

На практиці діаметр катаючих валків кліті розраховують як:

$$D_{кл_к} = D_{кл} - (\tilde{D}_{кл} - \tilde{D}_{кл_к}), \quad (2.137)$$

де: $D_{кл}$ – діаметр бочки установлених валків; $\tilde{D}_{кл}$, $\tilde{D}_{кл_к}$ – діаметр бочки і катаючий діаметр валків відповідно до таблиці калібрувань.

Тоді з (2.116, 2.104, 2.117, 2.118) маємо:

$$K_{дв_тр} = \frac{\omega_{дв_тр}}{\omega_{дв_кл}} = \frac{i_{р_тр}}{i_{р_кл}} \cdot \frac{D_{кл_к}}{D_{тр_дк}} \cdot \frac{V_{тр}}{V_{п}} = \frac{i_{р_тр}}{i_{р_кл}} \cdot \frac{D_{кл_к}}{D_{тр_дк}} \cdot K_{тр}. \quad (2.138)$$

Зрозуміло, значення $K_{дв_тр}$ при $K_{тр}=1$ – $K_{дв_тр}(K_{тр}=1)$, легко одержати з (2.138) розрахунковим шляхом, однак, через вироблення калібрів як роликів трайбапарата, так і валків випускної кліті, погрішність такого розрахунку може досягати 5% і більш, що, у даний час, змушує завищувати/занижувати коефіцієнт випередження трайбапарата щодо його раціональних значень. Так, перед початком прокатки оператор установлює коефіцієнт випередження трайбапарата порядку 15% щоб компенсувати як динамічне падіння швидкості обертання трайбапарата при захопленні роликами прокату, так і неточність розрахунку швидкості обертання трайбапарата при $K_{тр}=1$.

Очевидно, що наявність характерної точки на графіку (див. рис.2.20) і наявність режимів роботи трайбапарата як у транспоруючому, так і в гальмовому режимі, дозволяють принципово ідентифікувати дану точку по навантаженню трайбапарата.

Найбільш простий спосіб ідентифікації швидкості обертання трайбапарата, що відповідає $K_{тр}=1$, може бути запропонований для випадку, коли трайбапарат має нереверсивний рух.

У цьому випадку, при переведенні трайбапарата в гальмовий режим, тобто завданні $K_{тр} < 1$, гальмовим моментом при $K_{тр} < 1$ є момент холостого ходу трайбапарата $M_{д_тр_хх}$. Але внаслідок того, що $|M_{д_тр_хх}| < |M_{д_тр}|$, фактична швидкість обертання роликів трайбапарата буде відповідати швидкості обертання $K_{тр}=1$. Зрозуміло, гальмовий момент трайбапарата дорівнює $M_{д_тр_хх}$, і саме він буде визначати натяг прокату перед моталкою після виходу прокату з випускної кліті.

Якщо трайбапарат має реверсивний рух, то в гальмовому режимі його швидкість обертання визначається заданим коефіцієнтом випередження, а натяг прокату перед моталкою після виходу прокату з випускної кліті буде визначатися сумарним моментом $|M_{д_тр_хх}| + |M_{д_тр}|$.

Переведення трайбапарата в гальмовий режим при реверсивному русі ($M_{д_тр} < 0$) може виконуватися двома способами – або при постійнім заданім прискоренні, тобто при $\frac{d\omega_{д_тр}}{dt} = const$, $\frac{d\omega_{д_тр}}{dt} < 0$, або з максимальною швидкодією, тобто при $M_{д_тр} = M_{д_тр_min} = const$.

У першому випадку індикативною подією досягнення трайбапаратом точки, що відповідає $K_{тр}=1$ буде стрибкоподібна зміна (зменшення) $M_{д_тр}$, що впливає безпосередньо з (2.116), а в другому випадку – стрибкоподібне збільшення (зменшення по абсолютній величині) $\frac{d\omega_{д_тр}}{dt}$.

Таким чином, у результаті розробки моделі і дослідження процесу транспортування прокату трайбапаратом отримані наступні результати:

контроль якісного струму і швидкості обертання трайбапарата забезпечує повну ідентифікацію його настроювання;

- розроблено математичну модель взаємодії трайбапарата з прокатом, що транспортується. Показано, що транспортування прокату трайбапаратом призводить до деформації (зминанню) поверхні останнього;
- доведено, що використання профільованих роликів не впливає на взаємозв'язок навантаження двигуна з зусиллям транспортування прокату, а тільки дозволяє знизити величину зминання поверхні прокату роликami трайбапарата, необхідну для створення необхідного зусилля транспортування;
- запропоновано методику визначення настоюваних параметрів трайбапарата, що забезпечують надійне транспортування прокату до моталки;
- показано, що контроль якрісного струму і швидкості обертання трайбапарата забезпечує повну ідентифікацію режиму транспортування прокату і забезпечують можливість настроювання даного режиму.

Висновки до розділу 2

У результаті досліджень процесів змотування і транспортування сортового прокату отримані наступні основні наукові результати і закономірності по керуванню механізмами сортової моталки типу Гаррета і трайбапаратом:

- керування моталкою в режимі захоплення прокату моталкою полягає в програмній зміні швидкості обертання моталки у функції від довжини прокату, що надійшов у моталку. Моталка працює в режимі стабілізації заданої швидкості обертання;
- перед заходом прокату в моталку швидкість обертання моталки повинна встановлюватися такою, щоб лінійна швидкість столу моталки в точці першого торкання його прокатом була не менш лінійної швидкості прокату і не більш значення, при якому лінійна швидкість поверхні барабана моталки дорівнює лінійної швидкості прокату;
- безпосередньо після заходу прокату в моталку швидкість обертання моталки повинна бути встановлена на рівні, при якому лінійна швидкість поверхні барабана моталки не менше лінійної швидкості прокату;

– швидкість обертання моталки перед заходом прокату в моталку необхідно вибирати мінімально допустимою, але такою, щоб у плині стадії захоплення прокату столом при максимально допустимому динамічному струмі моталки, вона б досягла величини, при якій лінійна швидкість поверхні барабана моталки дорівнює лінійної швидкості прокату;

– після досягнення моталкою значення швидкості обертання, при якій лінійна швидкість поверхні барабана моталки не менше лінійної швидкості прокату, моталка повинна обертатися з постійною швидкістю обертання до завершення стадії захоплення прокату барабаном моталки;

– як індикативною подією «завершення процесу захоплення прокату барабаном моталки» може бути використана подія досягнення якірним струмом визначеної граничної величини (наприклад, 90%, або, навіть 100% (але не більш) заданого струму змотування прокату);

– після завершення процесу захоплення прокату барабаном моталки моталка повинна негайно переводиться в режим стабілізації якірного струму;

– у процесі змотування прокату подія «зрив витка» носить імовірнісний характер і має місце при виході останнього витка змотуваного шару за габаритні розміри краю попереднього шару в точці переходу до змотування наступного шару;

– для запобігання зриву витка перехід до змотування наступного шару повинен здійснюватися раніш, щодо часу спрацьовування датчика крайнього положення укладальника, ніж був здійснений перехід попередніх змотаних шарів. Встановлено умови, виконання яких забезпечує запобігання зриву крайніх витків;

– запропоновано і обґрунтовано спосіб керування укладальником при досягненні їм крайнього положення, що забезпечує запобігання зриву витків, заснований на керуванні, по куту повороту барабана моталки, затримкою на переключення напрямку руху (реверсу) укладальника;

– розроблено математичну модель взаємодії трайбапарата з прокатом, що транспортується. Показано, що транспортування прокату трайбапаратом призводить до деформації (змінанню) поверхні прокату;

- доведено, що використання профільованих роликів не впливає на взаємозв'язок навантаження електродвигуна з зусиллям транспортування прокату, а тільки дозволяє знизити величину зминання поверхні прокату роликami трайбапарата, необхідну для створення необхідного зусилля транспортування;
- запропоновано методику визначення параметрів трайбапарата, що настраюються і забезпечують надійне транспортування прокату до моталки;
- показано, що контроль якiрного струму і швидкості обертання трайбапарата забезпечує повну ідентифікацію режиму транспортування прокату і забезпечує можливість налаштування даного режиму.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗМОТУВАННЯ ПРОКАТУ І РОЗРОБКА МЕТОДІВ СТАБІЛІЗАЦІЇ НАТЯГУ ПРОКАТУ НА ДІЛЯНЦІ ВИПУСКНА КЛІТЬ – МОТАЛКА

3.1 Експериментальні дослідження процесу змотування сортового прокату

Метою дійсних експериментальних досліджень є аналіз процесу змотування сортового прокату, зокрема, величини натягу на ділянці випускна кліть-моталка в умовах дрібносортно-дротового стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», для уточнення факторів, що призводять до коливань натягу на даній ділянці.

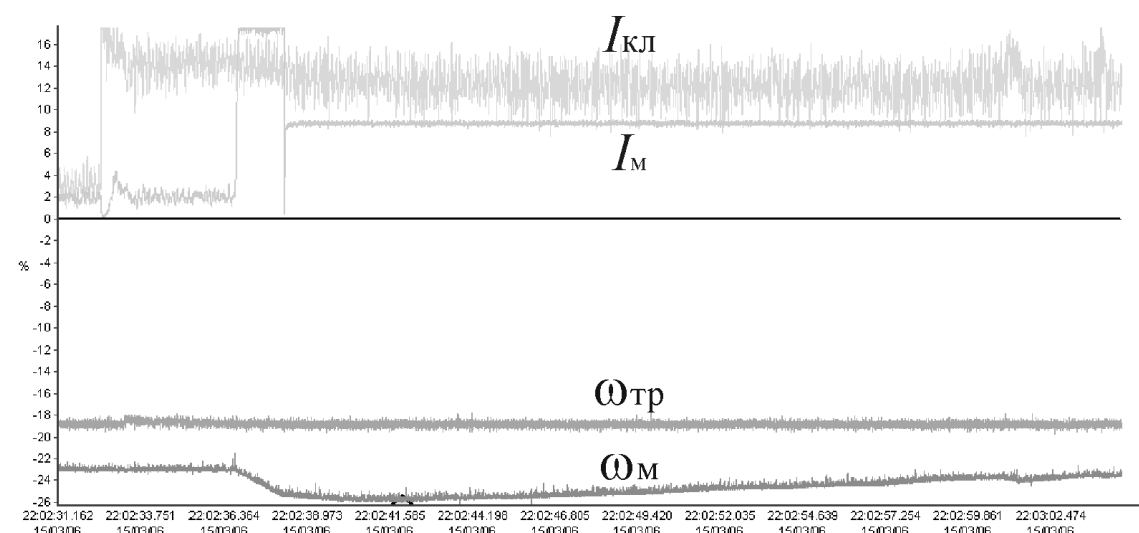
При дослідженні на цифровому реєстраторі «Візор» (див. [95]) фіксувалися наступні електричні параметри механізмів ділянки змотування:

- струм двигуна випускної кліті – $I_{\text{кл}}$;
- струм двигуна трайбапарата – $I_{\text{тр}}$;
- швидкість обертання двигуна трайбапарата – $\omega_{\text{тр}}$;
- струм двигуна моталки – $I_{\text{м}}$;
- швидкість обертання двигуна моталки – $\omega_{\text{м}}$;
- положення труби укладальника витків (реле «униз») – «1».

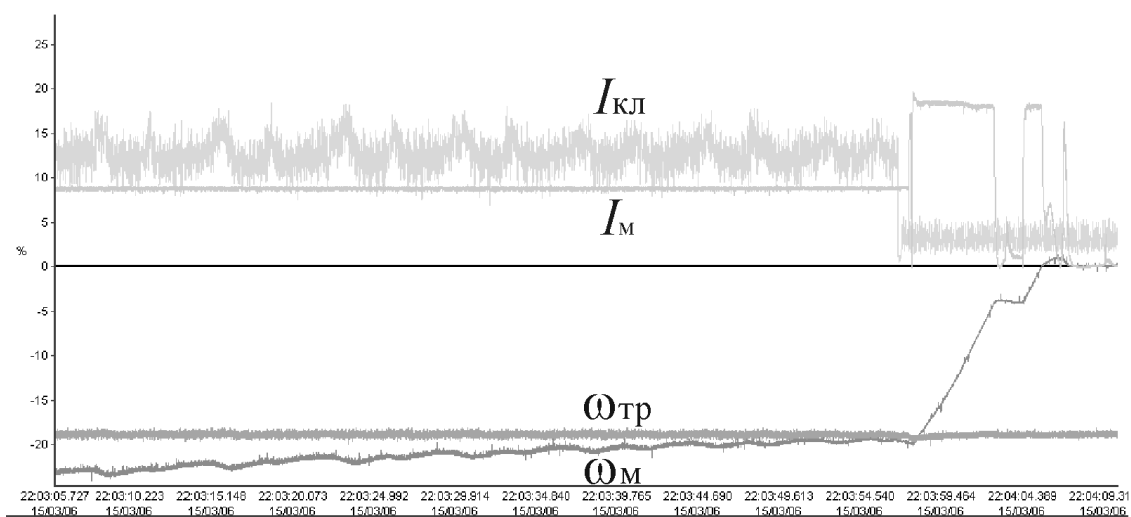
Дослідження проводили при прокатці профілів діаметром 16 і 18 мм.

На рис.3.1 приведені фрагменти осцилограм при змотуванні прокату діаметром 16 мм, а на рис. 3.2 – фрагменти осцилограм при змотуванні прокату діаметром 18мм.

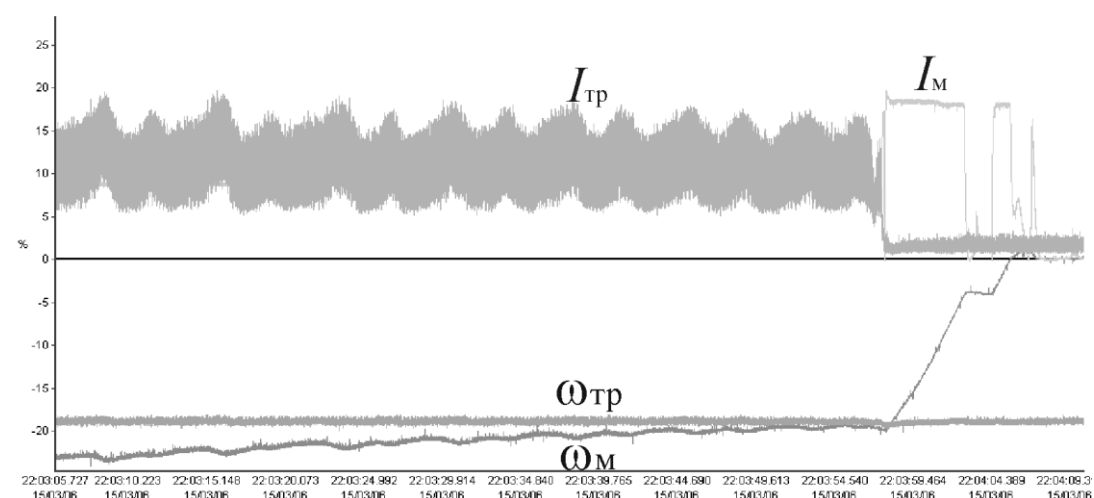
Параметри розшифровки осцилограм приведені у додатку Б.1.



а)



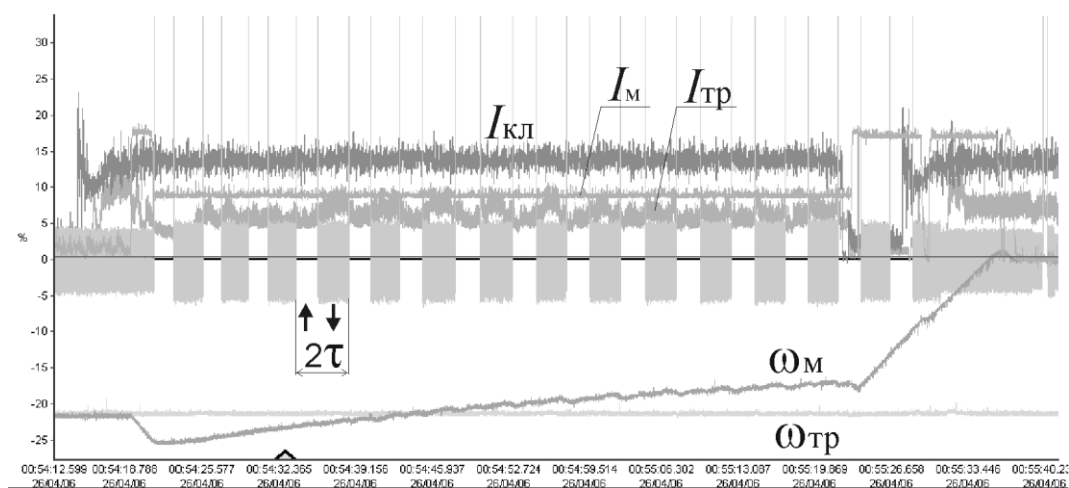
б)



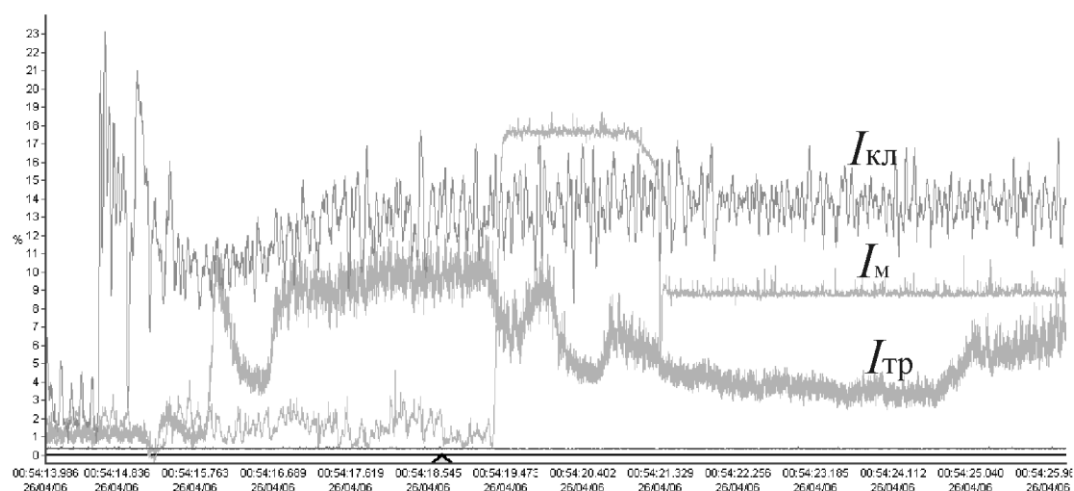
в)

а) – початок змотування, б) – закінчення змотування, в) – коливання струму
двигуна трайбапарата

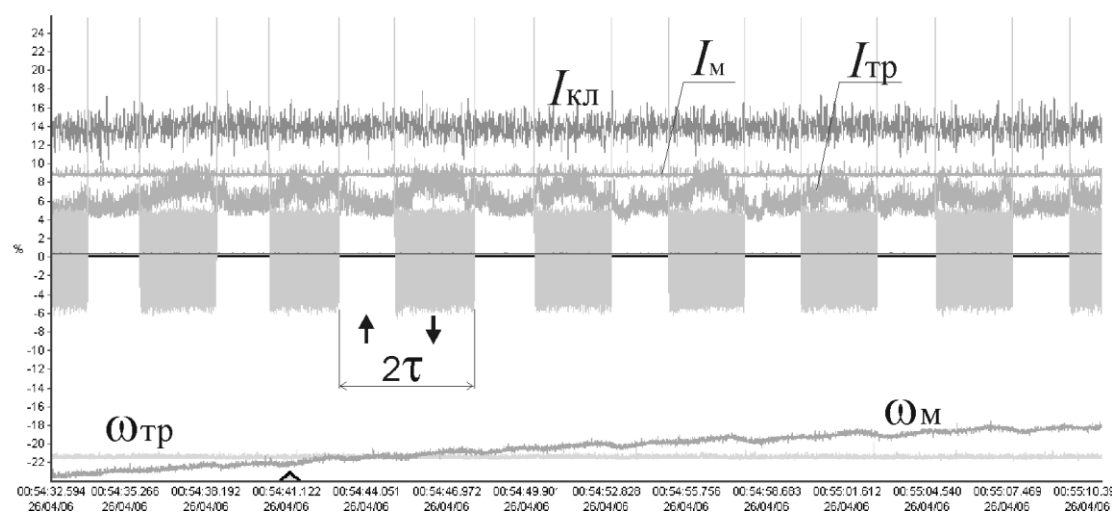
Рис. 3.1. Осцилограми змотування прокату діаметром 16мм моталкою №1



а)



б)



в)

а) – повний цикл змотування, б) – зміна струму двигуна трайбапарата при захваті, в) – коливання струму двигуна трайбапарата

Рис. 3.2. Осцилограми змотування прокату діаметром 18 мм моталкою №4

Повний струм двигуна моталки в процесі змотування підтримується контуром регулятора струму з високою точністю. У той же час швидкість обертання моталки в процесі змотування змінюється, тобто струм має як статичну, так і динамічну складові. Отже, натяг у прокаті в процесі змотування не залишається постійним, і його зміна однозначно корелює зі зміною швидкості обертання моталки.

Статична величина натягу в прокаті визначається різницею між заданим струмом змотування (180 А для досліджених профілів) і струмом холостого ходу моталки порядку 40-45 А. У той же час динамічну складову виділити складно, однак у ній явно проглядається загальний тренд, зв'язаний з монотонним зниженням швидкості обертання моталки при змотуванні, що викликано збільшенням діаметра мотка при постійній швидкості прокату на виході випускної кліті, і коливання швидкості обертання моталки з періодом, рівним періодові руху укладальника між крайніми положеннями. Такі коливання є, на наш погляд, наслідком того, що довжина траси ділянки випускна кліть – моталка є функцією положення (кута нахилу) укладальника.

Розгін і гальмування моталки здійснюється з однаковим прискоренням/уповільненням, про що свідчить однакова величина динамічного струму (без навантаження) порядку 360 А.

Час розгону задається як витримка часу від моменту спрацьовування контактного датчика при вході прокату в моталку до передбачуваного (який не спостерігається) моменту захоплення прокату на барабані моталки. Як видно, ця витримка відрізняється для двох профілів, хоча швидкості прокатки практично однакові. Тому лінійна швидкість барабана в момент захоплення може не відповідати швидкості прокатки, і при включенні режиму регулювання Е.Р.С. може відбутися ривок натягу.

Очевидно, що при технічній реалізації результатів дійсної роботи необхідно забезпечити синхронізацію лінійної швидкості барабана в момент захоплення зі швидкістю прокатки.

Час гальмування задається як витримка часу від моменту припинення прокатки в кліті до моменту примотки кінця прокату до зовнішнього діаметра

мотка. Перший момент визначається втратою засвітлення фотореле за 20-ю кліттю ($\phi 16 \text{ мм}$) або втратою засвітлення датчика прогину системи АСРП за 18-ю кліттю ($\phi 18 \text{ мм}$).

Другий момент визначається по спрацьовуванню (утраті контакту) контактного датчика при вході в моталку. Непогодженість часу і темпу гальмування, які задаються, могли б привести або до застрягання кінця прокату в трасі, що підводить, або до підмотування його на високій залишковій швидкості. Тому передбачено блокування – гальмування здійснюється з заданим струмом до проміжної швидкості, а після спрацьовування контактного датчика гальмування продовжується. На рис. 3.1,б,в явно видна проміжна «площадка» швидкості моталки при такому керуванні гальмуванням.

На рис. 3.2,а «площадка» виражена незначно, тому що в цьому випадку при тому ж темпі гальмування шлях гальмування – довжина прокату від 18-ї кліті до моталки – більше на 8м.

Натяг у прокаті, створюваний трайбапаратом і моталкою, передається до випускної кліті, про що свідчить стрибкоподібне зниження струму навантаження прокатного двигуна в момент захоплення прокату. Так, при прокатці круглого профілю $\phi 16 \text{ мм}$ 20-а кліть розвантажується трайбапаратом на 33А, а моталкою – додатково на 41А. Орієнтовний розрахунок (по зниженню потужності прокатки) показує, що трайбапарат створював натяг порядку $5,5 \text{ Н/мм}^2$, а моталка додатково – $6,8 \text{ Н/мм}^2$. Сумарний передній натяг величиною $12,3 \text{ Н/мм}^2$ може викликати зменшення ширини в калібрі випускної кліті (утягнення ширини) до $0,15 \text{ мм}$ [135].

Коливання швидкості моталки викликають коливання натягу в трасі і за випускною кліттю і, відповідно, коливання струму її двигуна. Так, при прокатці круглого профілю $\phi 16 \text{ мм}$ амплітуда коливань струму склала $35\text{-}50 \text{ А}$, що дає розрахункові амплітуди коливань натягу $6\text{-}8 \text{ Н/мм}^2$ і – розширення $0,08\text{-}0,11 \text{ мм}$ [135]. Такі значні коливання ширини прокату викликані конструктивними особливостями моталки і процесу змотування.

Швидкість трайбапарата в процесі захоплення і змотування залишається постійною, а струм його двигуна коливається, що викликано коливаннями натягу в трасі. Хоча системою керування передбачений режим створення натягу кінцевої ділянки прокату шляхом зниження швидкості трайбапарата нижче швидкості прокатки, цей режим при експерименті не здійснювався.

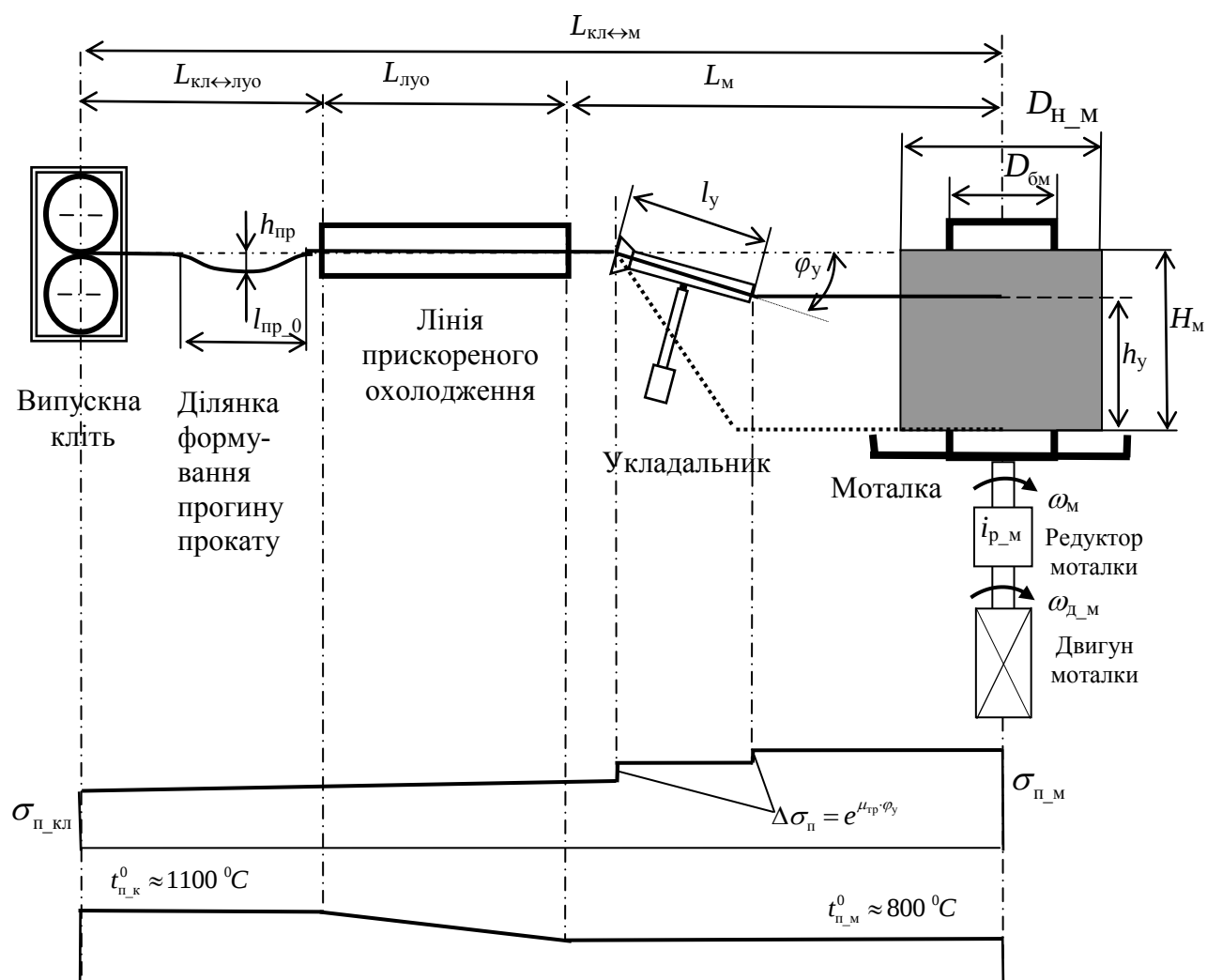
Відповідно до формули (1.13) для забезпечення постійної щільності (кроку) змотування з ростом діаметра мотка з 0,9 м до 1,3 м задана спочатку швидкість руху укладальника повинна, знижуючись від шару до шару, зменшитися в 1,45 разів, тобто час ходу укладальника повинен збільшитися в стільки ж разів. При змотуванні $\varnothing 18\text{мм}$ час ходу збільшився дискретно, починаючи приблизно з половини часу змотуванні, від 2,1с до 2,5с, тобто в 1,2 рази. Розрахунок по формулах (1.9-1.14) дає при висоті мотка 0,7 м зменшення щільності від $\chi = 3,2$ на початку змотування до $\chi = 2,7$ наприкінці. При змотуванні $\varnothing 18\text{мм}$ при часі ходу 3,7 з розрахунок дає середнє значення $\chi = 2,3$. Така різниця щільностей змотування пояснюється тим, що величина швидкості укладальника наструюється вручну шляхом регулювання прохідного перетину дроселів у магістралі приводного гідроциліндра, а щільність змотування при цьому визначається візуально.

3.2 Розробка математичної моделі змотування прокату моталкою типу Гаррета

В основі моделі змотування прокату моталкою типу Гаррета була прийнята розрахункова схема, приведена на рис. 3.3.

У моделі були прийняті наступні допущення:

– водило укладальника переміщається від похилого нижнього положення до горизонтального положення, й в укладальнику прокат має не більш подвійного перегину;



$L_{\text{кл} \leftrightarrow \text{м}}$ – відстань між випускною кліттю и моталкою; $L_{\text{кл} \leftrightarrow \text{луо}}$ – відстань між випускною кліттю и лінією прискореного охолодження; $L_{\text{луо}}$ – довжина лінії прискореного охолодження; $L_{\text{м}}$ – довжина ділянки моталки; $D_{\text{н}_\text{м}}$ – діаметр змотування прокату на моталку; $l_{\text{пр}_0}$ – довжина ділянки формування прогину прокату; $h_{\text{пр}}$ – висота стріли прогину прокату; $l_{\text{у}}$ – довжина води́ла укладальника; $\varphi_{\text{у}}$ – кут нахилу води́ла укладальника; $D_{\text{ом}}$ – діаметр барабана моталки; $H_{\text{м}}$ – висота мотка; $h_{\text{у}}$ – висота носка укладальника; $\omega_{\text{м}}$, $\omega_{\text{д}_\text{м}}$ – швидкість обертання моталки і двигуна моталки, відповідно; $i_{\text{р}_\text{м}}$ – передатне число редуктора моталки; $t_{\text{п}_\text{к}}^0$, $t_{\text{п}_\text{м}}^0$ – температура прокату на виході з кліті і перед моталкою, відповідно; $\sigma_{\text{п}_\text{кл}}$, $\sigma_{\text{п}_\text{м}}$ – питомий натяг прокату за кліттю і перед моталкою; $\Delta\sigma_{\text{п}}$ – зміна натягу прокату в точці його перегину; $\varphi_{\text{у}}$ – кут перегину прокату у точці його перегину; $\mu_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя прокату у трасі

Рис. 3.3. Розрахункова схема моделі намотки прокату моталкою типу Гаррета

- відстань по горизонталі від точки входу прокату в укладальник до точки контакту прокату з моталкою (мотком) є постійною і не залежить від змотуваного шару;
- додаткове підвищення натягу за кліттю, що створює трайбапарат, не враховується;
- температура прокату в лінії прискореного охолодження знижується лінійно;
- розрахунковий модуль пружності прокату між кліттю і моталкою – $E_{y_кл \leftrightarrow м}$, дорівнює середньозваженому для траси випускна кліть – моталка:

$$E_{y_кл \leftrightarrow м} = \frac{L_{кл \leftrightarrow м}}{\frac{L_{кл \leftrightarrow луо}}{E_{y_кл}} + \frac{2 \cdot L_{луо}}{E_{y_кл} + E_{y_м}} + \frac{L_{м}}{E_{y_м}}}, \quad (3.1)$$

де: $L_{кл \leftrightarrow м}$, $L_{кл \leftrightarrow луо}$, $L_{луо}$, $L_{м}$ – довжина траси кліть-моталка і її ділянки – кліть-лінія пришвидшеного охолодження, лінії пришвидшеного охолодження, ділянки моталки, відповідно; $E_{y_кл}$, $E_{y_м}$ – модуль пружності прокату на виході кліті і перед моталкою, відповідно.

Моталка розташовується на відстані $L_{кл \leftrightarrow м}$ від випускної кліті. На відстані $L_{кл \leftrightarrow луо}$ від кліті розташована лінія прискореного охолодження прокату (ЛПО) довжиною $L_{луо}$, а моталка розташована на відстані $L_{м}$ від ЛПО.

Змотувальний барабан моталки діаметром $D_{бм}$ приводиться в обертання електродвигуном через редуктор з передатним відношенням $i_{р_м}$.

При обертанні барабана і реверсивному вертикальному переміщенні h_y водила (труби) укладальника прокат укладається послідовними шарами на барабан, утворюючи моток висотою H_m діаметром $D_{н_м}$.

Кутове переміщення укладальника φ_y забезпечується реверсивним гідроприводом зі швидкістю ходу, що задається.

Система керування при змотуванні виконує функції регулятора струму і Е.Р.С., тобто регулятора потужності. При цьому, питомий натяг у $\sigma_{п_м}$ прокаті на

радіусі змотування при постійній швидкості прокату також повинен залишатися постійним і визначатися заданим значенням струму [123].

За рахунок утрат на тертя при подвійному перегині прокату на кут φ_y при вході і виході з водила (труби) укладальника натяг перед укладальником знижується. За рахунок утрат на тертя ковзання прокату по трасі руху від кліті до моталки натяг лінійно знижується до величини, що визначає питомий натяг прокату за випускною кліттю $\sigma_{п_к}$. Додатковий натяг за кліттю, створюваний трайбапаратом, не враховується. Зразкова діаграма зміни натягу показана на рис. 3.3.

Між випускною кліттю і ЛПО розташований похилий передатний жолоб довжиною $l_{п_0}$, у якому прокат утворює прогин зі стрілою $h_п$.

Температура прокату на виході з кліті складає біля 1100°C , а після ЛПО – порядку 800°C . Розрахункова діаграма зміни температури (при допущенні лінійного зниження її в ЛПО) показана на рис. 3.3.

Швидкість прокатки $V_п$ при виробництві прокату діаметром $D_п$ визначається по таблицях калібрування.

3.2.1 Статична модель натягу прокату на ділянці випускна кліть-моталка

Статична модель натягу прокату на ділянці випускна кліть-моталка описує взаємозв'язок натягу прокату в характерних перетинах ділянки змотування.

Нехай питомий натяг прокату безпосередньо перед моталкою дорівнює $\sigma_{п_м}$.

Тоді питомий натяг прокату перед укладальником – $\sigma_{п_у}$, зменшується по залежності Ейлера відповідно до подвійного кута охоплення φ_y :

$$\sigma_{п_у} = \sigma_{п_м} \cdot e^{-2 \cdot \mu_{тр} \cdot \varphi_y}, \quad (3.2)$$

де $\mu_{тр}$ – коефіцієнт тертя, $\mu_{тр} \approx 0,3$.

Питомий натяг прокату за кліттю зменшується на величину втрат на тертя в трасі лінії прискореного охолодження й у передатних жолобах за кліттю – $\sigma_{тр}$:

$$\sigma_{тр} = \mu_{тр} \cdot \rho_c \cdot g \cdot (L_{луо} + L_{кл \leftrightarrow луо} - l_{пр_0}), \quad (3.3)$$

де: ρ_c – щільність стали, $\rho_c = 7850 \text{ кг/м}^3$; g – прискорення сили ваги $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Таким чином, натяг прокату за кліттю – $\sigma_{п_кл}$, буде зв'язаний з натягом перед моталкою залежністю:

$$\sigma_{п_кл} = \sigma_{п_м} \cdot e^{-2 \cdot \mu_{тр} \cdot \varphi_y} - \sigma_{тр} . \quad (3.4)$$

Кут охоплення φ_y визначається положенням укладальника і зв'язаний з висотою носка укладальника h_y залежністю:

$$\varphi_y = \arcsin \frac{H_m - h_y}{l_y}, \quad (3.5)$$

де: H_m – повне вертикальне переміщення носка укладальника; l_y – довжина труби укладальника.

Для малих кутів можна прийняти:

$$\varphi_y \cong \frac{H_m - h_y}{l_y} . \quad (3.6)$$

Таким чином, взаємозв'язок питомих натягів безпосередньо перед моталкою і за кліттю описується експонентною залежністю у функції від положення укладальника.

Слід зазначити, що наявність трайбапарата між випускною кліттю і лінією прискореного охолодження при постійному коефіцієнті випередження трайбапарата створює додатковий постійний натяг транспортування $T_{тр_т}$ (див. п.2.3), і тоді (3.4) варто переписати як:

$$\sigma_{п_кл} = \sigma_{п_м} \cdot e^{-2 \cdot \mu_{тр} \cdot \varphi_y} - \sigma_{тр} + \Delta \sigma_{тр_т}, \quad (3.7)$$

де $\Delta \sigma_{тр_т}$ – «додаток» до натягу перед кліттю, створюваний зусиллям транспортування трайбапарата.

Останні два доданки в (3.7) - постійні величини. Оскільки ми виключили з моделі трайбапарат, то доцільно описувати взаємозв'язок питомих натягів прокату безпосередньо перед моталкою і за кліттю залежністю:

$$\sigma_{\pi_кл} = \sigma_{\pi_м} \cdot e^{-2 \cdot \mu_{тр} \cdot \varphi_y} - \sigma_c, \quad (3.8)$$

де σ_c – постійна величина ($\sigma_c = const$), яка задовольняє нерівності $\sigma_{тр} \leq \sigma_c \leq 0$.

Початкові умови моделювання можна одержати, задавши початкову величину питомого натягу прокату перед моталкою і початкове положення укладальника.

За початкову величину питомого натягу прокату перед моталкою цілком природно прийняти величину, яка відповідає заданому значенню – $\sigma_{\pi_мз}$, що при регулюванні потужності, складає [123]:

$$\sigma_{\pi_мз} = \frac{\eta_m \cdot U_{\partial c}}{V_{\pi} \cdot S_{\pi}} (I_{м_3} - I_{м_{xx}}), \quad (3.9)$$

де: η_m – К.К.Д. механізму моталки під навантаженням, $\eta_m \approx 0,95$; $U_{\partial c}$ – Е.Р.С. двигуна моталки; V_{π} – швидкість прокатки (по калібруванню); S_{π} – площа поперечного перетину прокату діаметром D_{π} , $S_{\pi} = \frac{\pi \cdot D_{\pi}^2}{4}$; $I_{м_{xx}}$ – струм холостого ходу моталки, що визначає утрати при холостому ході; $I_{м_3}$ – задане значення струму змотування.

Початковий (заданий) натяг прокату за випускною кліттю може бути розрахований по (3.8), задавшись довільним постійним значенням σ_c із припустимого діапазону і початковим положенням укладальника. Як початкове положення укладальника доцільно прийняти його найнижче положення (положення при захопленні прокату моталкою), тобто при значеннях $h_y = 0$ ($\varphi_y = \frac{H_m}{l_y}$).

Тоді питомий натяг у прокаті в початковий момент часу – $\sigma_{\pi_кл(0)}$, може бути розрахований по формулі:

$$\sigma_{\pi_кл(0)} = \sigma_{\pi_м} \cdot e^{-2 \cdot \mu_{тр} \cdot \frac{H_m}{l_y}} - \sigma_c. \quad (3.10)$$

Як впливає з розрахунків, приведених у п.1.2, доцільно задатися початковим натягом прокату $\sigma_{\pi_мз}$, наприклад 5 Н/мм^2 , а уже виходячи з даної величини натягу розраховувати $\sigma_{\pi_кл_0}$ і задане значення струму змотування $I_{м_3}$. При цьому буде

забезпечене коректне стикування моделі об'єкта керування і моделі моталки на початковий момент часу.

Постійну складову величини натягу σ_c в моделі приймемо рівній нулю, виходячи з міркувань рівності транспортуючої сили трайбапарата силам тертя в трасі прискореного охолодження.

3.2.2 Динамічна модель натягу прокату на ділянці випускна кліть-моталка

Зміна натягу прокату при зміні параметрів змугування будемо визначати в загальному виді за законом Гука (див. [18]):

$$\sigma_{\text{п_м}} = E_{\text{у_кл}\leftrightarrow\text{м}} \cdot \frac{\Delta l_{\text{кл}\leftrightarrow\text{м}}}{L_{\text{п_кл}\leftrightarrow\text{м}} - \Delta l_{\text{кл}\leftrightarrow\text{м}}}, \quad (3.11)$$

де: $E_{\text{у_кл}\leftrightarrow\text{м}}$ – середньозважене значення модуля пружності (модуля Юнга) на ділянці випускна кліть-моталка (розраховується відповідно до (3.1)); $\Delta l_{\text{кл}\leftrightarrow\text{м}}$ – сумарне пружне подовження прокату перед моталкою; $L_{\text{п_кл}\leftrightarrow\text{м}}$ – довжина прокату між випускною кліттю і моталкою при поточному значенні питомого натягу в прокаті.

Довжина прокату між випускною кліттю і моталкою може бути представлена як сума трьох складових:

$$L_{\text{п_кл}\leftrightarrow\text{м}} = L_{\text{кл}\leftrightarrow\text{м}} + \Delta l_{\text{у}} + \Delta l_{\text{пр}}, \quad (3.12)$$

де: $\Delta l_{\text{у}}$ – збільшення довжини прокату при відхиленні водила укладальника від горизонтального положення; $\Delta l_{\text{пр}}$ – збільшення довжини прокату при його прогині.

Збільшення довжини прокату при відхиленні водила укладальника від горизонтального положення визначаємо як:

$$\Delta l_{\text{у}} = l_{\text{у}} - \sqrt{l_{\text{у}}^2 - (H_{\text{м}} - h_{\text{у}})^2}, \quad (3.13)$$

а для збільшення довжини прокату при його прогині (див. [134]):

$$\Delta l_{\text{пр}} = \frac{\pi^2 \cdot h_{\text{пр}}^2}{4 \cdot l_{\text{пр}_0}}, \quad (3.14)$$

де: $l_{\text{пр}_0}$ – довжина ділянки формування прогину прокату; $h_{\text{пр}}$ – висота стріли прогину прокату.

У свою чергу, висота стріли прогину прокату зв'язана з натягом прокату функціональною залежністю (див. [134]):

$$h_{\text{пр}} = \frac{h_{\text{пр}_0}}{1 + \frac{\sigma_{\text{п_кл}}}{\sigma_{\text{кр}}}}, \quad (3.15)$$

де: $\sigma_{\text{п_кл}}$ – питомий натяг прокату за випускною кліттю; $h_{\text{пр}_0}$ – висота стріли прогину прокату при нульовому натягу; $\sigma_{\text{кр}}$ – критичний питомий натяг.

Для останніх двох параметрів маємо (див. [134]):

$$h_{\text{пр}_0} = \frac{5}{384} \cdot \frac{\rho_c \cdot g \cdot l_{\text{пр}_0}^4}{E_{\text{у_кл}} \cdot r_{\text{и_п}}^2}, \quad (3.16)$$

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E_{\text{у_кл}} \cdot r_{\text{и_п}}^2}{l_{\text{пр}_0}^2}, \quad (3.17)$$

де $r_{\text{и_п}}$ – радіус інерції поперечного перетину прокату у вертикальній площині.

Для круглого перетину $r_{\text{и_п}} = 0,25 \cdot D_{\text{п}}$ (див. [18]).

З іншої сторони, довжина ненапруженого прокату між моталкою і кліттю – $L_{\text{пн_кл} \leftrightarrow \text{м}}$, у поточний момент часу τ є функцією різниці лінійної швидкості прокату на виході випускної кліті і лінійної швидкості поверхні мотка:

$$L_{\text{пн_кл} \leftrightarrow \text{м}}(\tau) = \int_0^{\tau} (V_{\text{п_кл}} - V_{\text{п_м}}) \cdot dt + L_{\text{п_кл} \leftrightarrow \text{м}}(0). \quad (3.18)$$

де: $V_{\text{п_кл}}$ – лінійна швидкість прокату на виході з кліті; $V_{\text{п_м}}$ – лінійна швидкість прокату в точці його контакту з поверхнею мотка, $L_{\text{п_кл} \leftrightarrow \text{м}}(0)$ – довжина $L_{\text{пн_кл} \leftrightarrow \text{м}}$ на початковий момент часу ($\tau = 0$).

Тоді пружне подовження прокату на ділянці випускна кліть-моталка – $\Delta l_{\text{кл} \leftrightarrow \text{м}}$, визначимо як:

$$\Delta l_{\text{кл} \leftrightarrow \text{м}} = L_{\text{п_кл} \leftrightarrow \text{м}} - L_{\text{пн_кл} \leftrightarrow \text{м}}. \quad (3.19)$$

Лінійна швидкість прокату на виході з кліти може бути розрахована по формулі (див., наприклад, [26]):

$$V_{\text{п_кл}} = \frac{(1 + s_{\text{оп}}) \cdot D_{\text{кл}} \cdot \omega_{\text{дв_кл}}}{2 \cdot i_{\text{р_кл}}}, \quad (3.20)$$

де: $s_{\text{оп}}$ – коефіцієнт випередження; $D_{\text{кл}}$ – діаметр валків кліти; $\omega_{\text{дв_кл}}$ – швидкість обертання двигуна кліти; $i_{\text{р_кл}}$ – передатне число редуктора кліти.

У свою чергу, коефіцієнт випередження залежить від натягу прокату перед і за кліттю [26, 77, 131, 135]. У нашому випадку прокату перед кліттю ведуть з автоматичною стабілізацією прогину прокату між клітями [102, 111], тобто перед випускною кліттю маємо стабільний малий натяг прокату. Тоді, згідно [135], можна записати:

$$s_{\text{оп}} = s_{\text{оп}_0} + k_{s_ \sigma} \cdot \sigma_{\text{п_кл}}, \quad (3.21)$$

де: $k_{s_ \sigma}$ – коефіцієнт впливу переднього натягу прокату на коефіцієнт випередження в калібрі кліти. Для чистових клітей згідно [135] можна прийняти $k_{s_ \sigma} \approx 4 \cdot 10^{-4} (H/\text{мм}^2)^{-1}$; $s_{\text{оп}_0}$ – коефіцієнт випередження прокату у випускній кліті при відсутності переднього натягу.

Величина $s_{\text{оп}_0}$ може бути оцінена за даними калібрування: номінальному значенню діаметра бочки валків по калібруванню $D_{\text{кл_к}}$, швидкості обертання двигуна кліти по калібруванню – $\omega_{\text{дв_кл_к}}$, і розрахованій лінійній швидкості прокату на виході кліти згідно калібрування – $V_{\text{п_кл_к}}$:

$$s_{\text{оп}_0} = \frac{i_{\text{р_кл}}}{D_{\text{кл_к}}} \cdot \frac{V_{\text{п_кл_к}}}{\omega_{\text{дв_кл_к}}} - 1. \quad (3.22)$$

На основі розрахованого у п.3.2.1 питомого натягу прокату в початковий момент часу можуть бути розраховані і початкові значення параметрів динамічної моделі натягу. При цьому приймаємо, що в початковий момент часу швидкість обертання кліти – $\omega_{\text{дв_кл}(0)}$, відповідає швидкості обертання по калібруванню –

$$\omega_{\text{дв_кл_к}} \omega_{\text{дв_кл}(0)} = \omega_{\text{дв_кл_к}} . \quad (3.23)$$

Тоді маємо:

$$V_{\text{п_кл}(0)} = \frac{(1 + s_{\text{оп}_0} + k_{s-\sigma} \cdot \sigma_{\text{п_кл}(0)}) \cdot D_{\text{кл}} \cdot \omega_{\text{дв_кл}(0)}}{2 \cdot i_{\text{р_кл}}} , \quad (3.24)$$

а, приймаючи $V_{\text{п_м}(0)} = V_{\text{п_кл}(0)}$ і вважаючи, що змотування прокату починається з першого шару ($n_{\text{сл}} = 1$), для швидкості обертання двигуна моталки в початковий момент часу – $\omega_{\text{дв_м}_0}$:

$$\omega_{\text{дв_м}(0)} = \frac{2 \cdot V_{\text{п_кл}(0)} \cdot i_{\text{р_м}}}{D_{\text{бм}} + D_{\text{п}}} , \quad (3.25)$$

де: $D_{\text{бм}}$ – діаметр барабана моталки; $i_{\text{р_м}}$ – передатне число редуктора моталки.

Довжина прокату між моталкою і кліттю на початковий момент часу – $L_{\text{п_кл} \leftrightarrow \text{м}_0}$, може бути розрахована по формулі (3.12) при відомих значеннях Δl_y і $\Delta l_{\text{пр}}$ на початковий момент часу – $\Delta l_{y(0)}$ і $\Delta l_{\text{пр}(0)}$.

Оскільки в початковий момент часу укладальник знаходиться в нижньому положенні (див. п.3.2.1), то з (3.13) маємо:

$$\Delta l_{y(0)} = l_y - \sqrt{l_y^2 - H_{\text{м}}^2} , \quad (3.26)$$

а для $\Delta l_{\text{пр}(0)}$

$$\Delta l_{\text{пр}(0)} = \frac{\pi^2 \cdot h_{\text{пр}(0)}^2}{4 \cdot l_{\text{пр}_0}} , \quad (3.27)$$

де $h_{\text{пр}(0)}$ – величина прогину в початковий момент часу:

$$h_{\text{пр}(0)} = \frac{h_{\text{пр}_0}}{1 + \frac{\sigma_{\text{п_кл}(0)}}{\sigma_{\text{кр}}}} . \quad (3.28)$$

3.2.3 Моделі механізмів, що беруть участь у змотуванні сортового прокату

Модель моталки і випускної кліті ґрунтується на звітах по налагодженню механізмів стану ДС 250-6 меткомбінату «Криворіжсталь» Українського державного проектного інституту «ТЯЖПРОМЕЛЕКТРОПРОЕКТ» 1976р. (надалі – звіт ТПЕП) Звіти знаходяться в архіві технічного бюро цеху Прокат-3 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

Для гідроприводу укладальника приймається, що він забезпечує рух (переміщення) носка укладальника з заданою швидкістю $V_{\text{укл}}$, абсолютне значення якої розраховується по (1.13), тобто:

$$|V_{\text{укл}}| = \frac{D_{\text{п}}}{\chi_{\text{нм}}} \cdot \frac{V_{\text{п_м}}}{\pi \cdot (D_{\text{бм}} + D_{\text{п}} \cdot (2 \cdot n_{\text{сл}} - 1))}, \quad (3.29)$$

а знак (позитивний напрямок руху укладальника – рух нагору) визначається в такий спосіб:

$$\text{sign}(V_{\text{укл}}) = \begin{cases} +1 & \text{при } h_y \leq 0 \\ \text{sign}(V_{\text{укл}}) & \text{при } 0 \leq h_y \leq H_{\text{м}} \\ -1 & \text{при } h_y \geq H_{\text{м}} \end{cases}. \quad (3.30)$$

Таким чином на момент часу τ маємо:

$$V_{\text{укл}} = |V_{\text{укл}}| \cdot \text{sign}(V_{\text{укл}}), \quad (3.31)$$

$$h_y = \int_0^{\tau} V_{\text{укл}} \cdot dt. \quad (3.32)$$

Модель для моталки наведено у додатку Б.2, а модель кліті у додатку Б.3.

3.3 Дослідження методів керування процесом змотування прокату на моделі

Метою дійсних досліджень є пошук способів керування комплексом моталка-кліть, що забезпечують підвищення стабільності натягу прокату як перед моталкою, так і безпосередньо за випускною кліттю.

Дослідження включають три основні режими керування й один комбінований:

- змотування в режимі стабілізації тільки струму моталки (за базовою схемою);
- змотування в режимі стабілізації струму моталки з його корекцією по відхиленню прогину прокату від заданої величини відповідно до запропонованого авторами технічного рішення [73];
- змотування в режимі стабілізації струму моталки з корекцією швидкості обертання випускної кліті по відхиленню прогину прокату від заданої величини відповідно до запропонованого авторами технічного рішення;
- змотування в режимі стабілізації струму моталки з корекцією по відхиленню прогину прокату від заданої величини як струму моталки, так і швидкості обертання випускної кліті відповідно до запропонованого авторами технічного рішення.

3.3.1 Дослідження процесу змотування прокату в режимі стабілізації струму моталки (базова схема)

Загальна структурна схема моделі змотування в режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема) приведена на рис. 3.4.

Для дослідження на моделі був обраний профілерозмір круг діаметром 16 мм. Структурна схема з розрахованими коефіцієнтами моделі для даного профілю приведена на рис. 3.5. Тертям прокату в трасі між кліттю і моталкою зневажаємо.

Завдання швидкості обертання випускної кліті установлювалося відповідно до таблиці калібрування даного профілерозміру, завдання струму моталки – відповідно до рекомендацій по управлінню виробництвом сортового прокату в мотках для оператора ПУ-5 – поста керування ділянкою сортових моталок (див. рис. 3.5).

Дана модель у середовищі програмування MATLAB має вигляд, приведений на рис. 3.6.

Результати моделювання приведені на рис. 3.7-3.10.

Аналіз результатів моделювання дозволяє зробити ряд висновків.

Насамперед, нас цікавить натяг прокату перед кліттю (див. рис. 3.9). Відзначимо, що заданий, відповідно до рекомендацій по управлінню виробництвом сортового прокату в мотках для оператора ПУ-5, струм моталки відповідає величині

статичного натягу прокату перед моталкою і за кліттю приблизно 10 Н/мм^2 , що практично в два рази вище його раціонального значення $5-8 \text{ Н/мм}^2$ (див. п. 1.2). Проте, вибір такої величини натягу цілком пояснимо. Як ми бачимо з графіка натягу, після реверса укладальника в електромеханічній системі моталка – кліть відбувається коливальний перехідний процес, при якому максимальна величина натягу досягає 30 Н/мм^2 , а мінімальна – $3-4 \text{ Н/мм}^2$. І хоча максимальна величина натягу практично в два рази перевищує граничні значення, при яких виявляється вплив натягу прокату на зміну розширення прокату в калібрі випускний кліті – 15 Н/мм^2 (див. п. 1.2), мінімальна величина натягу при цьому лише незначно перевищує мінімально припустимий питомий натяг прокату перед моталкою – $2,6 \text{ Н/мм}^2$ (див. п. 1.2), при якому забезпечується щільне прилягання прокату до поверхні мотка.

Таким чином, завдання величини струму змотування моталки визначається, у першу чергу, вимогами стійкого ведення технологічного процесу з одержанням товарного (не пухкого) виду мотка, а уже в другу чергу – вимогами по стабільності поперечних розмірів прокату, тобто мінімізації утягування профілю в калібрі випускної кліті від переднього натягу.

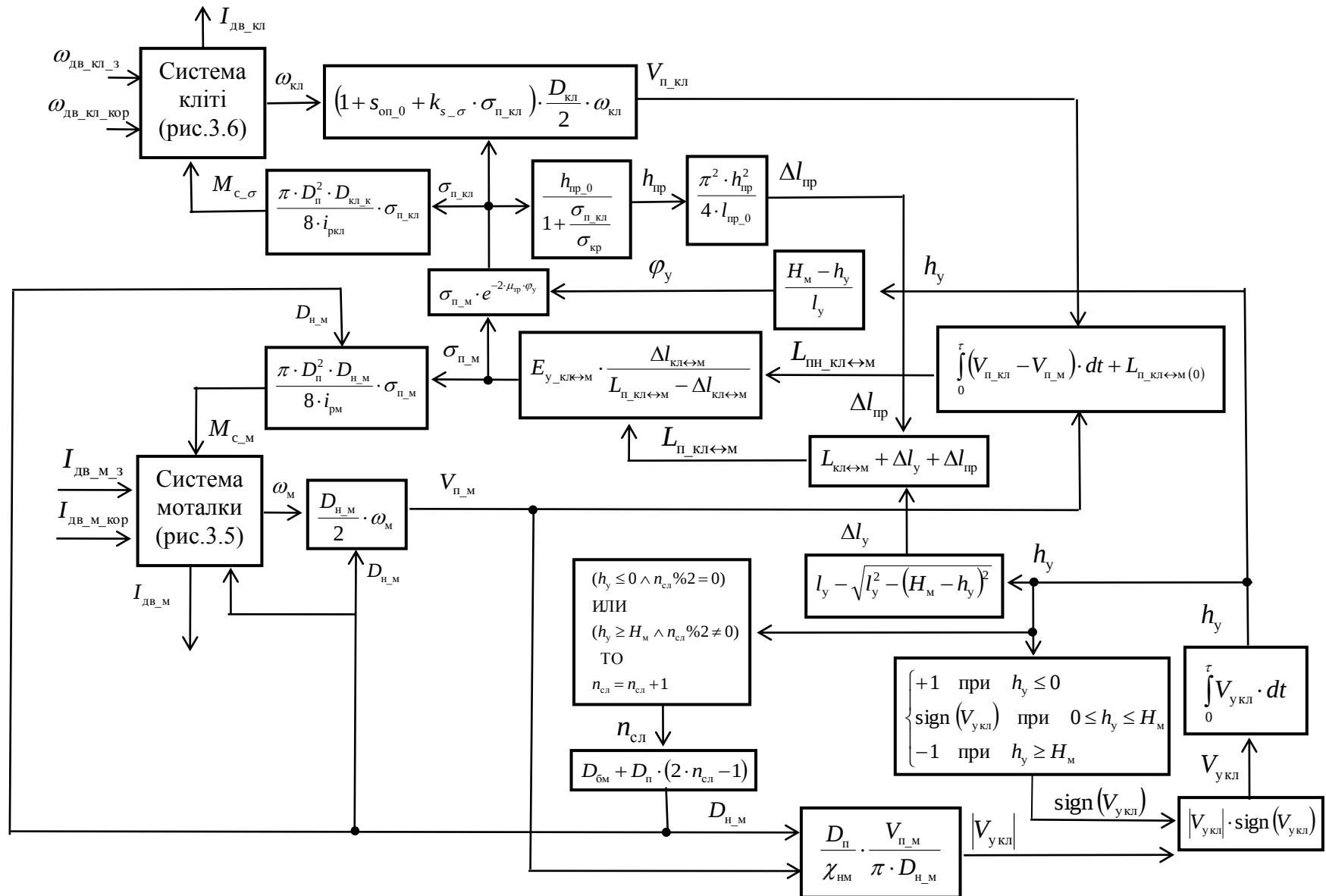


Рис. 3.4. Загальна структурна схема моделі змотування прокату у режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема)

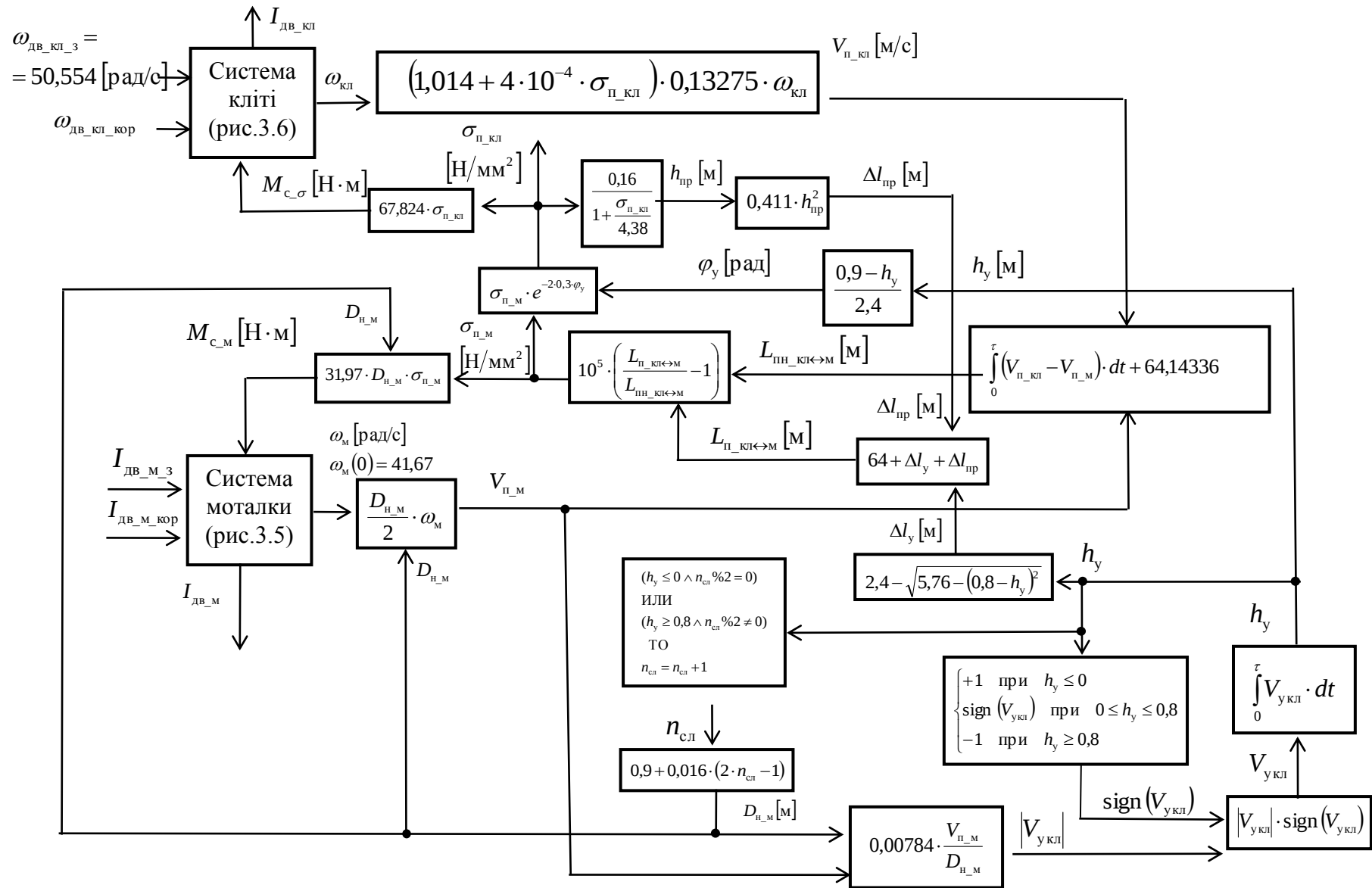


Рис. 3.5. Загальна структурна схема моделі змотування прокату профілеразміру круг $\varnothing 16$ у режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема)

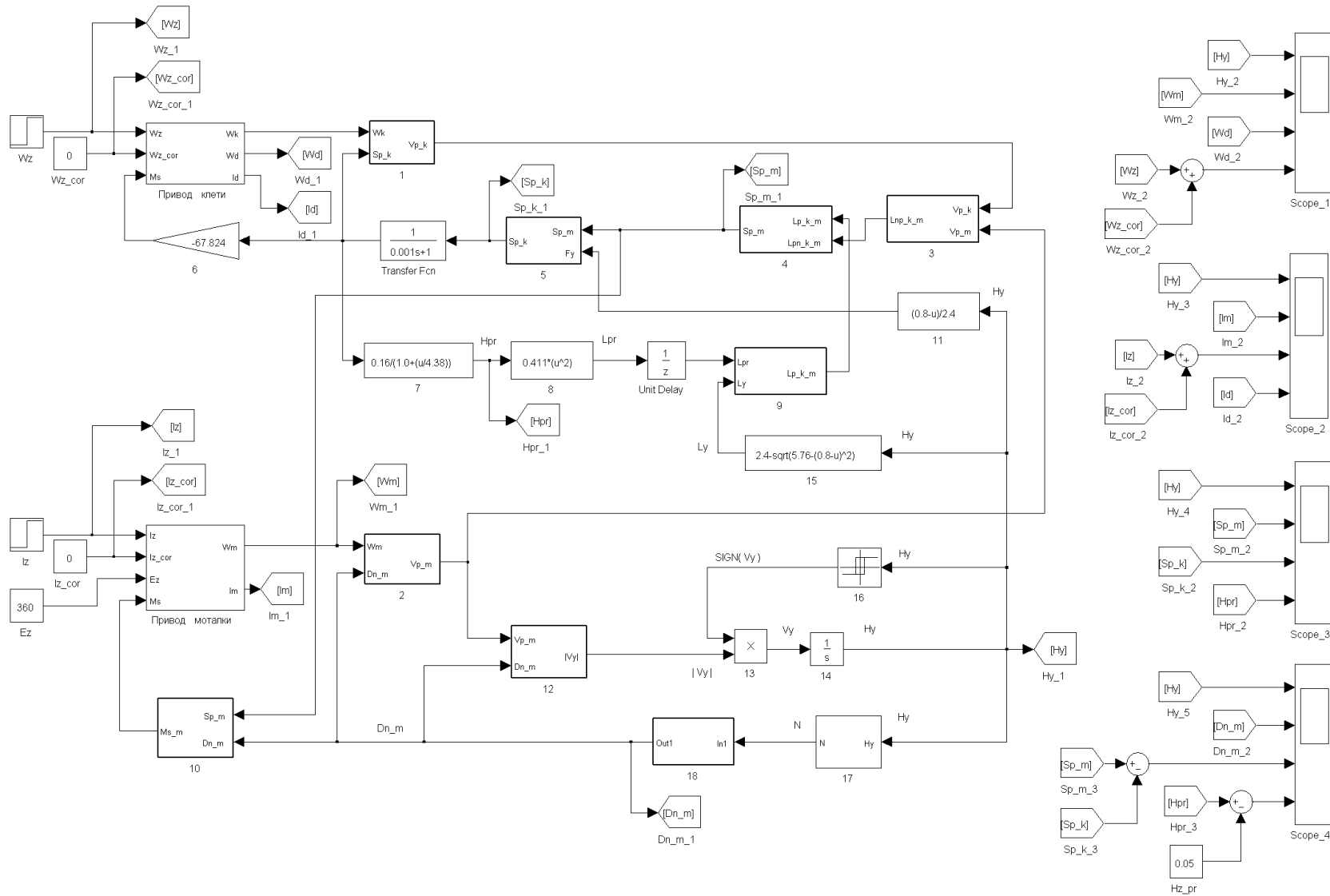
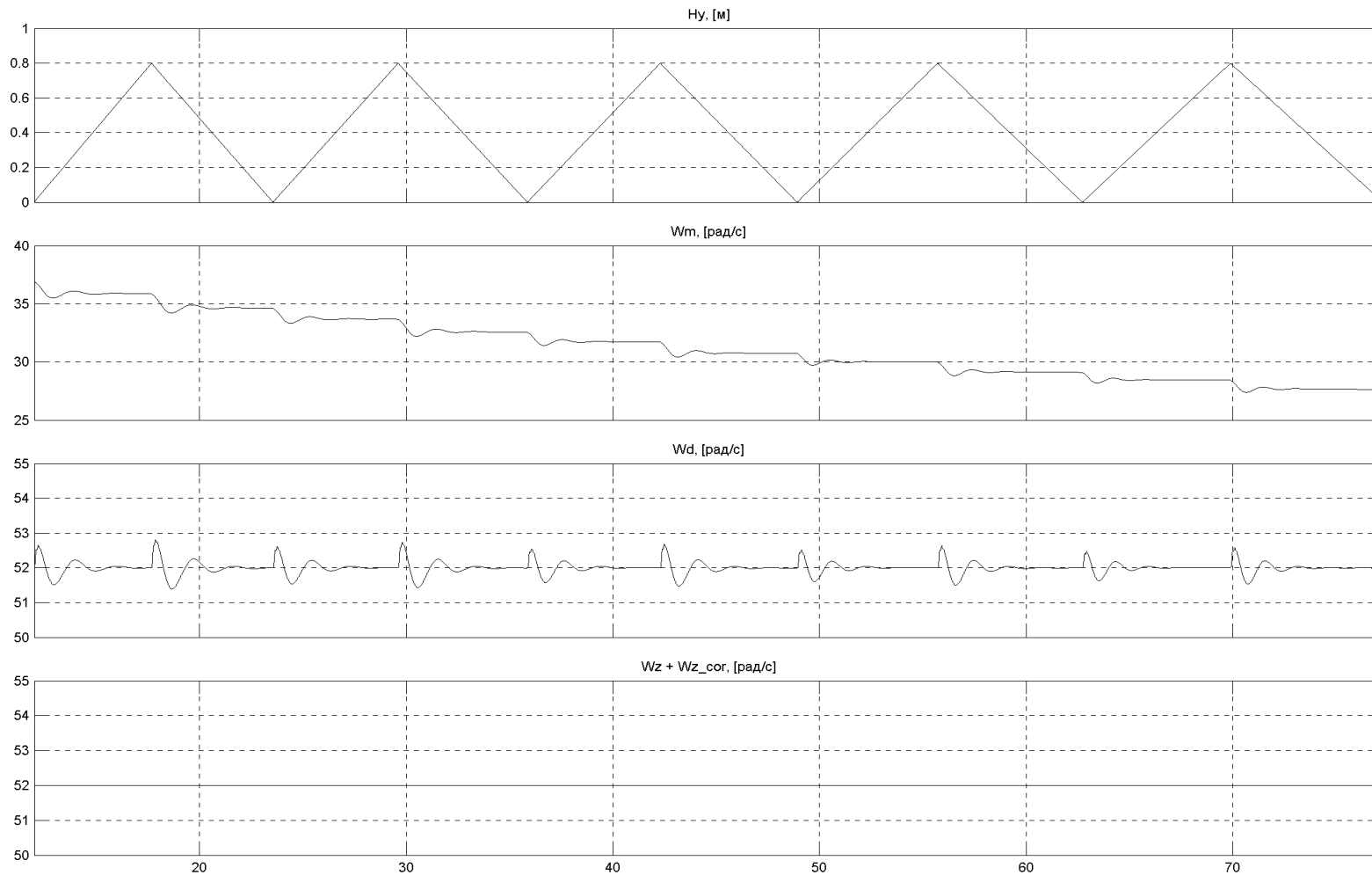
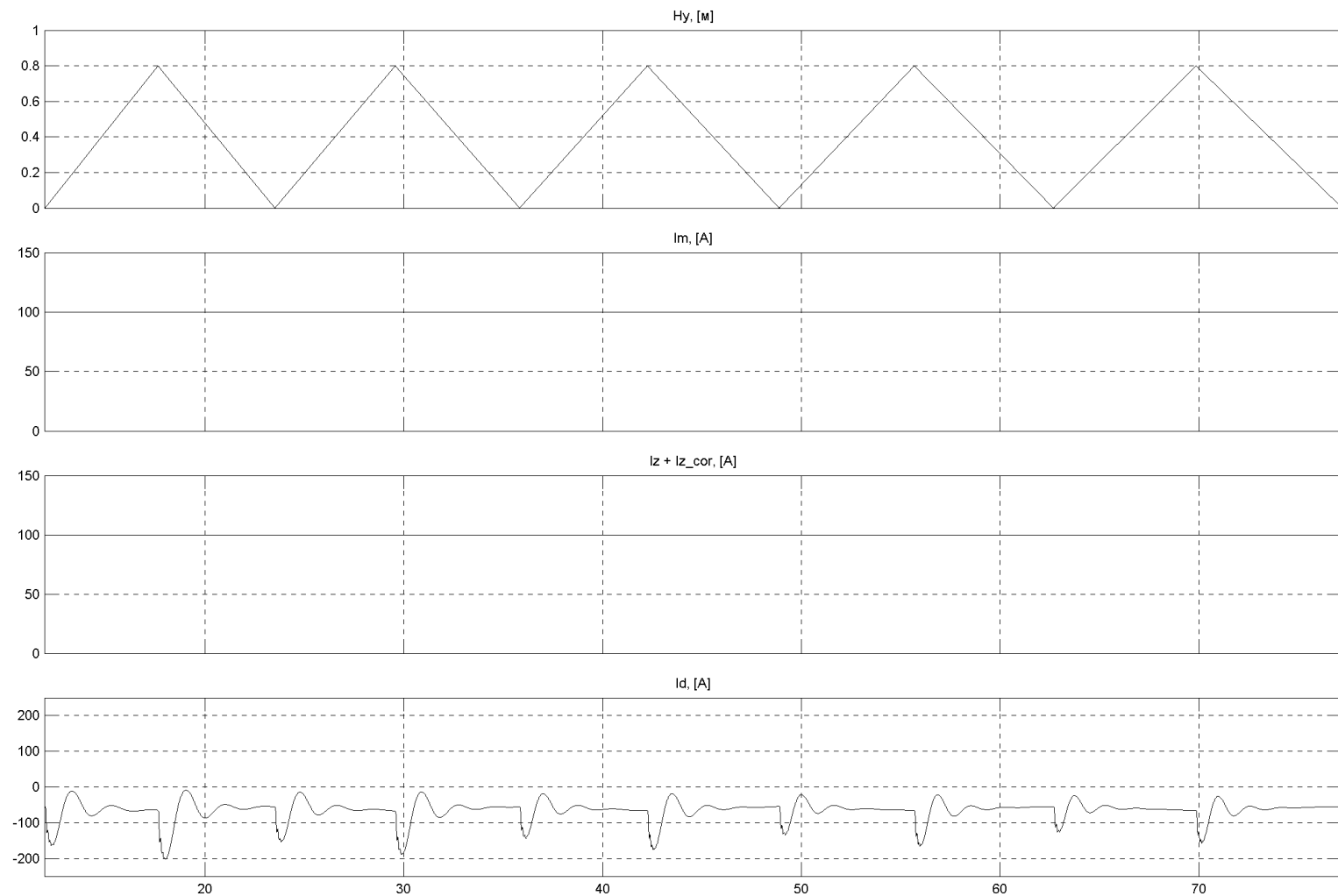


Рис. 3.6. Структурна схема моделі змотування прокату профілерозміру круг $\varnothing 16$ у режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема) у середовищі MATLAB



H_y – висота носка укладальника; W_m – швидкість обертання стола моталки; W_d – швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_z – задана швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_{z_cor} – корекція заданої швидкості обертання двигуна випускної кліті

Рис. 3.7. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема)



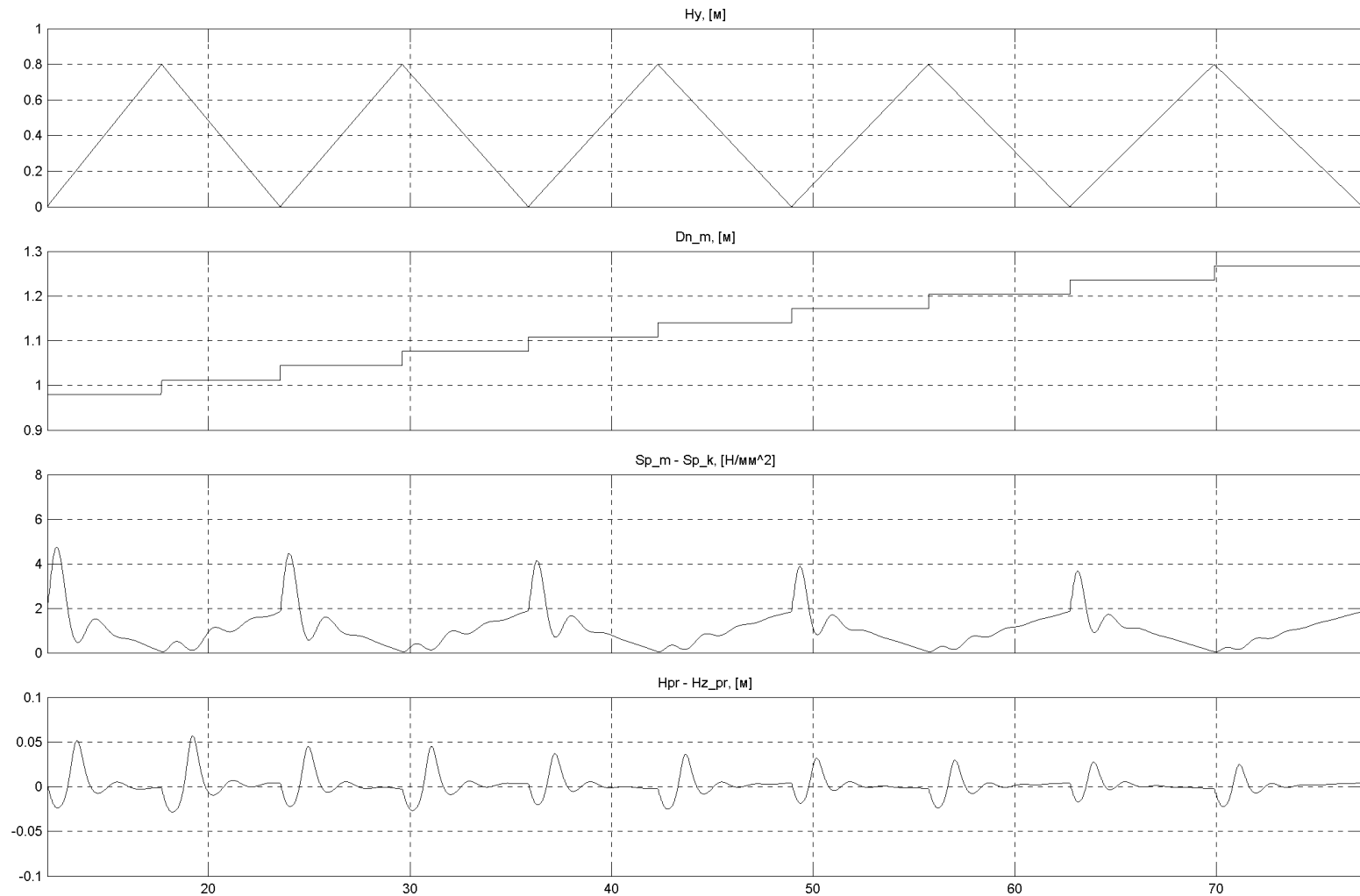
H_y – висота носка укладальника; I_m – струм двигуна моталки; I_z – заданий струм двигуна моталки; I_{z_cor} – корекція заданого струму двигуна моталки; I_d – струм двигуна випускної кліті

Рис. 3.8. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема)



H_y – висота носка укладальника; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою; Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; H_{pg} – висота прогину прокату

Рис. 3.9. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16$ мм в режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема)



H_y – висота носка укладальника; Dn_m – зовнішній діаметр мотка; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою; Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; H_{pr} – висота прогину прокату; H_{z_pr} – задана висота прогину прокату

Рис. 3.10 Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі стабілізації тільки струму моталки (базова схема)

Отже, основна задача по удосконалюванню керування режимом змотування прокату – мінімізація амплітуд (верхньої і нижньої напівхвиль) коливань натягу прокату між моталкою і кліттю щодо його заданого (квазісталого) значення.

Величина квазісталого значення натягу на ділянках моталка-кліть – це натяг на ділянках графіків натягу прокату (див. рис. 3.9) після завершення перехідного процесу, викликаного реверсом укладальника до моменту часу, що передує наступній зміні напрямку руху укладальника. Як бачимо з цих графіків, і ці значення піддаються коливанням з амплітудами $1,5 \div 1,52 \text{ Н/мм}^2$, що призводить до відповідного зсуву верхньої і нижньої амплітуд натягів у перехідному процесі, викликаного реверсом укладальника.

Слід також зазначити, що ривки натягу за випускною кліттю викликають коливання її швидкості обертання з амплітудою до 1% від сталого (заданого) значення.

3.3.2 Дослідження процесу змотування прокату в режимі стабілізації струму моталки з його корекцією по відхиленню прогину прокату від заданої величини

Вочевидь, що підвищити динамічну точність стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-кліть можна введенням зворотного зв'язку по натягу прокату на цій ділянці.

Величина натягу прокату безпосередньо за випускною кліттю може бути побічно оцінена по прогину прокату за кліттю (див. (3.15)), а сама стріла прогину легко контролюється фотооптичними датчиками (див., наприклад, [1]).

Безпосередньо з (3.15) можна виразити величину натягу через величину прогину:

$$\sigma_{\text{п_кл}} = \sigma_{\text{кр}} \cdot \left(\frac{h_{\text{пр}_0}}{h_{\text{пр}}} - 1 \right), \quad (3.33)$$

Задати величину натягу прокату за випускною кліттю – $\sigma_{\text{п_кл_3}}$, можна задавши величину прогину $h_{\text{пр_3}}$. Тоді для вузла порівняння зворотного зв'язку по натягу маємо:

$$\sigma_{\text{п_кл_3}} - \sigma_{\text{п_кл}} = \sigma_{\text{кр}} \cdot h_{\text{пр_0}} \cdot \frac{h_{\text{пр}} - h_{\text{пр_3}}}{h_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр_3}}}, \quad (3.34)$$

Отже, вузол порівняння, представлений на рис. 3.10 (а) структурно може бути реалізований у виді, представленому на рис. 3.10 (б).

Для нашого випадку заданому струму змотування $I_{\text{дв_м_3}}$ величиною 100 А в квазісталому режимі відповідає усереднений, а для нас – заданий, натяг прокату $\sigma_{\text{п_3}} = 10 \text{ Н/мм}^2$, а величина прогину $h_{\text{пр_3}} = 50 \text{ мм}$.

Вичленувавши з загальної структурної схеми, представленої на рис. 3.4 елементи контуру регулювання натягу за випускною кліттю корекцією струму змотування, маємо структурну схему, приведену на рис. 3.11 (а), де $W_{\text{рн}}(p)$ – передатна функція регулятора натягу прокату. Результат приведення даної схеми до канонічного виду представлений на рис. 3.11 (б), а до розрахункового – на рис. 3.11 (в).

Коефіцієнти на рис. 3.11 (б), відповідно, рівні:

$$K_V = \frac{D_{\text{н_м}}}{2 \cdot J_{\text{м}\Sigma} \cdot i_{\text{рм}}}, \quad (3.35)$$

$$T_{\Psi} = \sqrt{\frac{1}{K_V \cdot K_{\sigma} \cdot K_{M\sigma}}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_{\text{н_м}}^2 \cdot D_{\text{п}}^2}{i_{\text{рм}}^2 \cdot J_{\text{м}\Sigma}} \cdot \frac{E_{\text{у_кл}\leftrightarrow\text{м}}}{L_{\text{п_кл}\leftrightarrow\text{м}}} \cdot \dots \quad (3.36)$$

$$K_{M\sigma} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{D_{\text{н_м}} \cdot D_{\text{п}}^2}{i_{\text{рм}}} \quad (3.37)$$

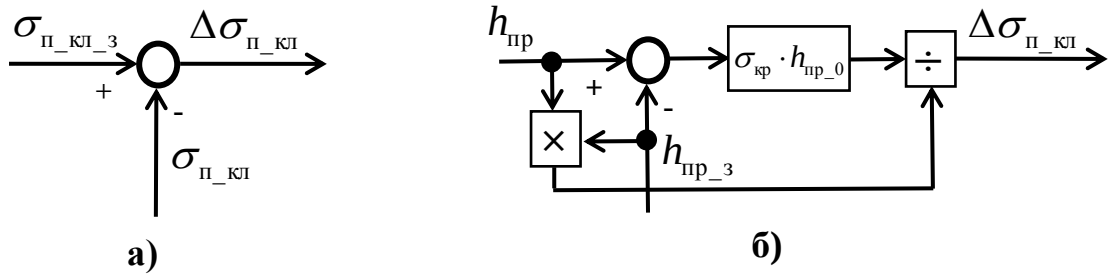


Рис. 3.10. Реалізація вузла порівняння фактичного і заданого питомих натягів в прокаті по стрілці прогину прокату

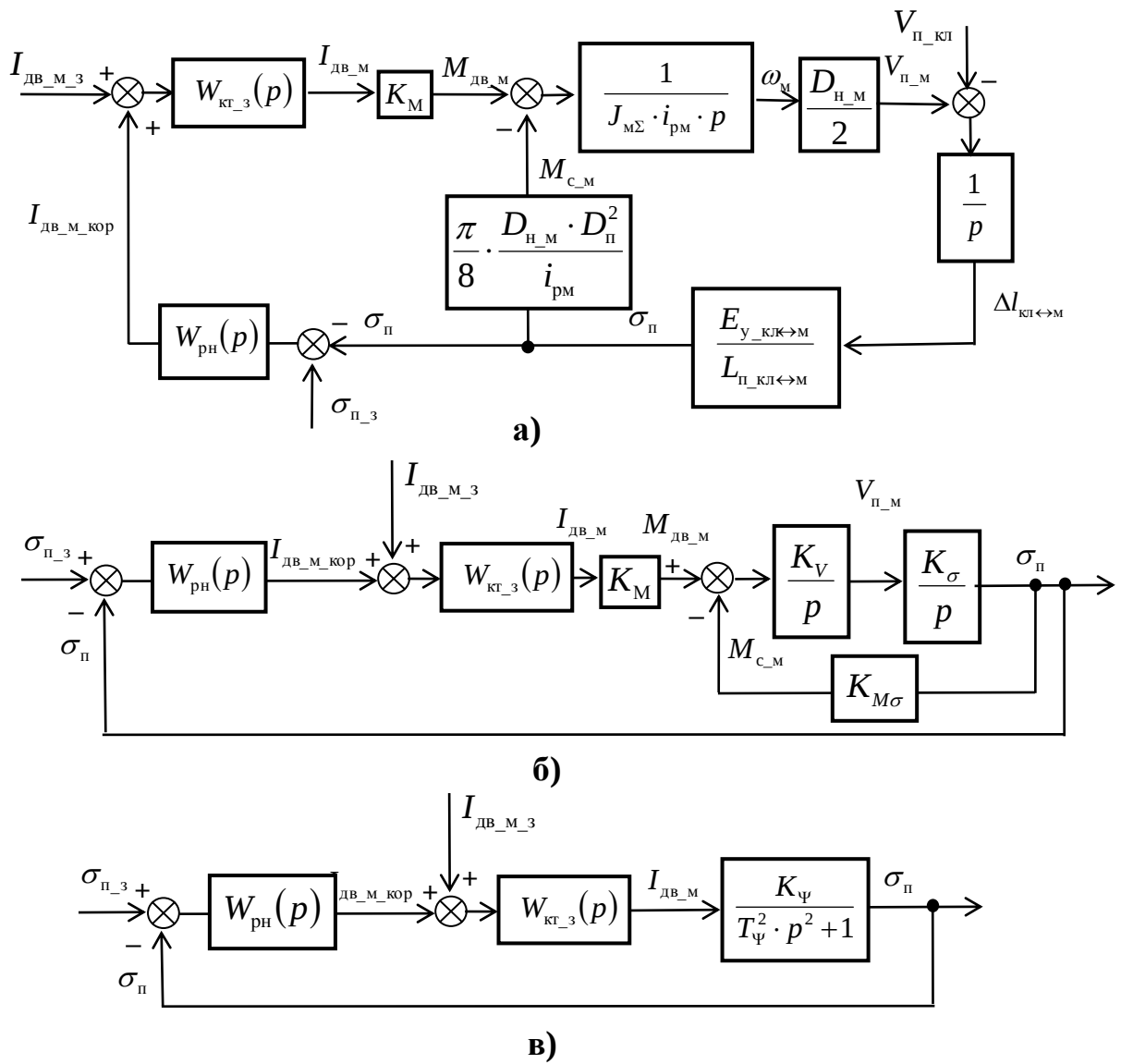


Рис. 3.11. Структурна схема контуру регулювання натяг прокату на ділянці моталка - кліть корекцією струму змотування

Передатна функція « струм двигуна моталки – питомий натяг прокату» – $W_{I-\sigma}(p)$, відповідно, дорівнює:

$$W_{I-\sigma}(p) = K_M \cdot \frac{\frac{K_V}{p} \cdot \frac{K_\sigma}{p}}{1 + \frac{K_V}{p} \cdot \frac{K_\sigma}{p} \cdot K_{M\sigma}} = \frac{\frac{K_M}{K_{M\sigma}}}{\frac{1}{K_V \cdot K_\sigma \cdot K_{M\sigma}} \cdot p^2 + 1} = \frac{K_\Psi}{T_\Psi^2 \cdot p^2 + 1}, \quad (3.38)$$

де: K_Ψ – коефіцієнт підсилення, а T_Ψ – постійна часу технологічного об'єкта керування, що рівні:

$$K_\Psi = \frac{K_M}{K_{M\sigma}} = \frac{8 \cdot i_{pm} \cdot K_M}{\pi \cdot D_{H-M} \cdot D_\Pi^2}, \quad (3.39)$$

$$T_\Psi = \sqrt{\frac{1}{K_V \cdot K_\sigma \cdot K_{M\sigma}}} = \sqrt{\frac{16 \cdot i_{pm}^2 \cdot J_{M\Sigma} \cdot L_{\Pi \leftrightarrow M}}{\pi \cdot D_{H-M}^2 \cdot D_\Pi^2 \cdot E_{Y \leftrightarrow M}}} = \frac{4 \cdot i_{pm}}{D_{H-M} \cdot D_\Pi} \cdot \sqrt{\frac{J_{M\Sigma} \cdot L_{\Pi \leftrightarrow M}}{\pi \cdot E_{Y \leftrightarrow M}}}. \quad (3.40)$$

У зв'язку з тим, що технологічний об'єкт керування являє собою коливальну ланку, в якості регулятора натягу будемо використовувати П-регулятор з коефіцієнтом підсилення K_{KH_P} :

$$W_{PH} = K_{PH}. \quad (3.41)$$

Тоді передатна функція розімкнутого контуру натягу – $W_{KH_P}(p)$, має вигляд:

$$W_{KH_P}(p) = K_{PH} \cdot \frac{1}{2 \cdot T_{\mu_T} \cdot p + 1} \cdot \frac{K_\Psi}{T_\Psi^2 \cdot p^2 + 1} = \frac{K_{KH_P}}{(2 \cdot T_{\mu_T} \cdot p + 1) \cdot (T_\Psi^2 \cdot p^2 + 1)} \quad (3.42)$$

Постійна часу коливальної ланки може бути оцінена і без окремих обчислень – по періоду коливання натягу прокату (див. рис.3.12). Її значення близьке до 3с. Тобто вона на два порядки вище постійної часу замкнутого контуру струму. Тому стійкість контуру регулювання натягу прокату може бути забезпечена тільки при $K_{KH_P} < 1$:

$$K_{KH_P} < \frac{8 \cdot i_{pm} \cdot K_M}{\pi \cdot D_{H-M} \cdot D_\Pi^2}. \quad (3.43)$$

Помітимо, що в (3.43) є така величина, як діаметр профілю – D_{π} , і параметри, що залежать від поточного моменту змотування – K_M і D_{H_M} .

Особливістю змотування прокату є те, що воно здійснюється при практично постійній швидкості прокату, тобто в першому наближенні можемо вважати $V_{\pi} = const$. Звідси випливає, що можна прийняти:

$$\omega_M \cdot D_{H_M} = const \quad (3.44)$$

або

$$\omega_M \cdot D_{H_M} = \omega_{M(1)} \cdot D_{H_M(1)}, \quad (3.45)$$

де: $\omega_{M(1)}$ – швидкість обертання моталки при змотуванні першого шару;
 $D_{H_M(1)}$ – діаметр змотування першого шару.

Зрозуміло, що рівність (3.45) справедлива в рамках одного профілерозміру.

Іншою особливістю роботи моталки є те, що процес змотування відбувається в другій зоні роботи моталки, тобто в першому наближенні можна прийняти, що:

$$K_M = K_{M_13} \cdot \frac{\omega_{M_13}}{\omega_M}, \quad (3.46)$$

де: K_{M_13} – значення K_M в першій зоні роботи моталки; ω_{M_13} – верхнє граничне значення швидкості обертання моталки при роботі в першій зоні.

Тоді, підставляючи (3.45, 3.46) у (3.43) маємо:

$$K_{\text{кн_р}} < \frac{8 \cdot i_{\text{рм}} \cdot K_{M_13}}{\pi \cdot D_{H_M(1)} \cdot D_{\pi}^2}, \quad (3.47)$$

тобто параметри регулятора натягу повинні бути прив'язані тільки до профілерозміру прокату, що змотується.

На рис. 3.12 приведена модель змотування профілю $\varnothing 16$ мм із корекцією струму змотування по прогину, а на рис. 3.13-3.16 – результати моделювання.

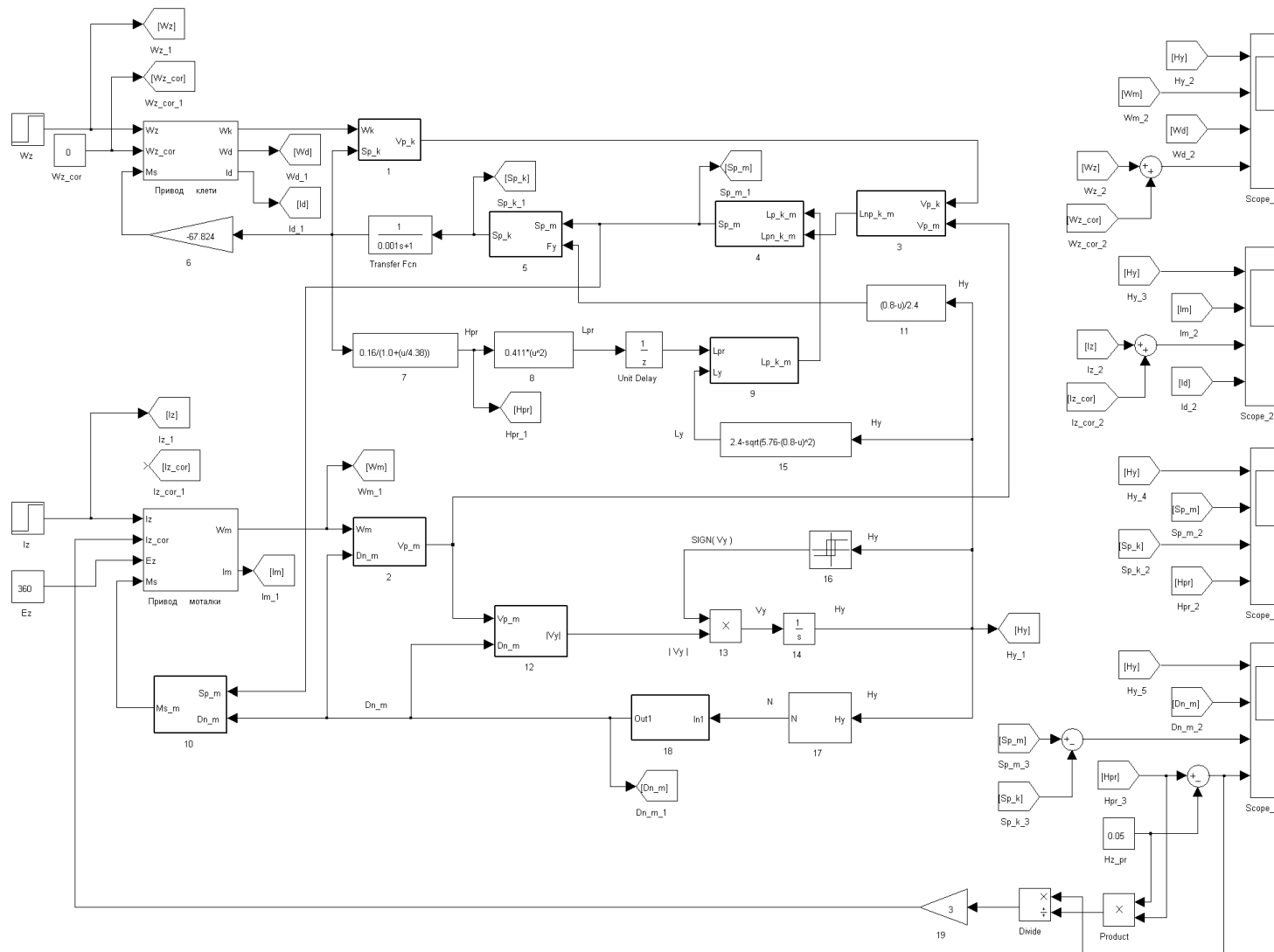
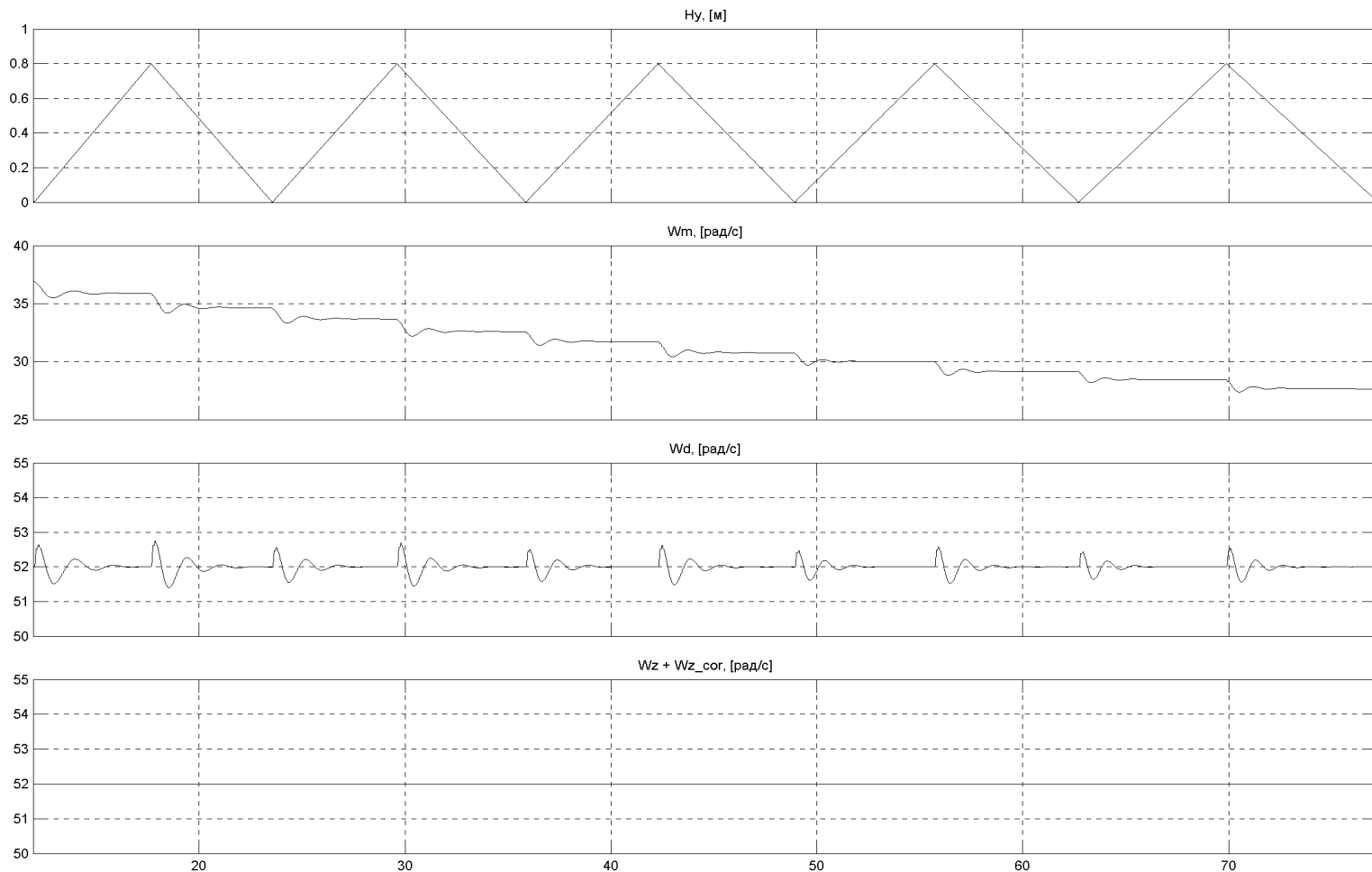
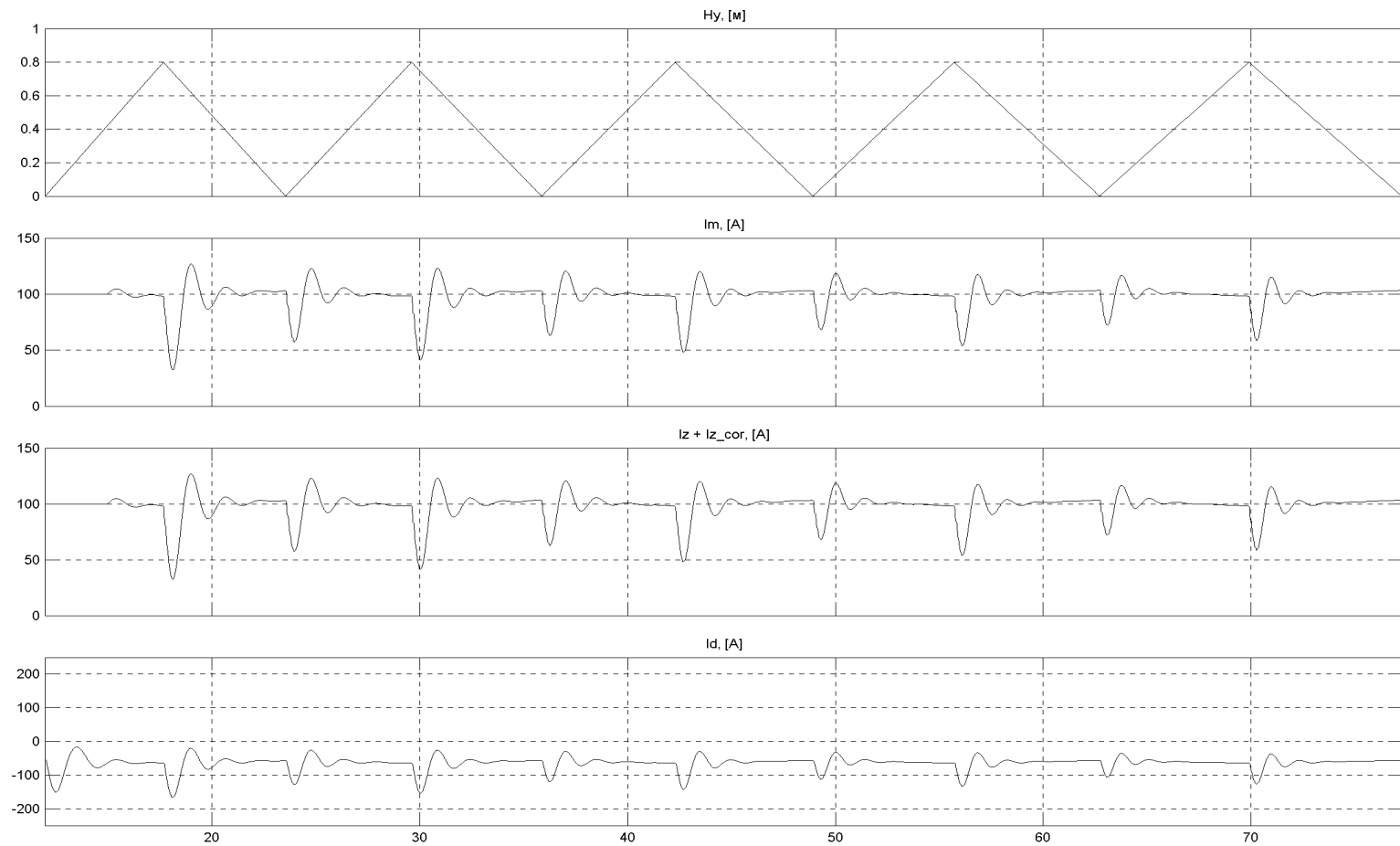


Рис. 3.12. Структурна схема моделі намотки прокату профілерозміру круг $\varnothing 16$ в режимі корекції струму моталки в середовищі MATLAB



H_y – висота носка укладальника; W_m – швидкість обертання стола моталки; W_d – швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_z – задана швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_{z_cor} – корекція заданої швидкості обертання двигуна випускної кліті

Рис. 3.13. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16$ в режимі корекції струму моталки:



H_y – висота носка укладальника; I_m – струм двигуна моталки; I_z – заданий струм двигуна моталки;

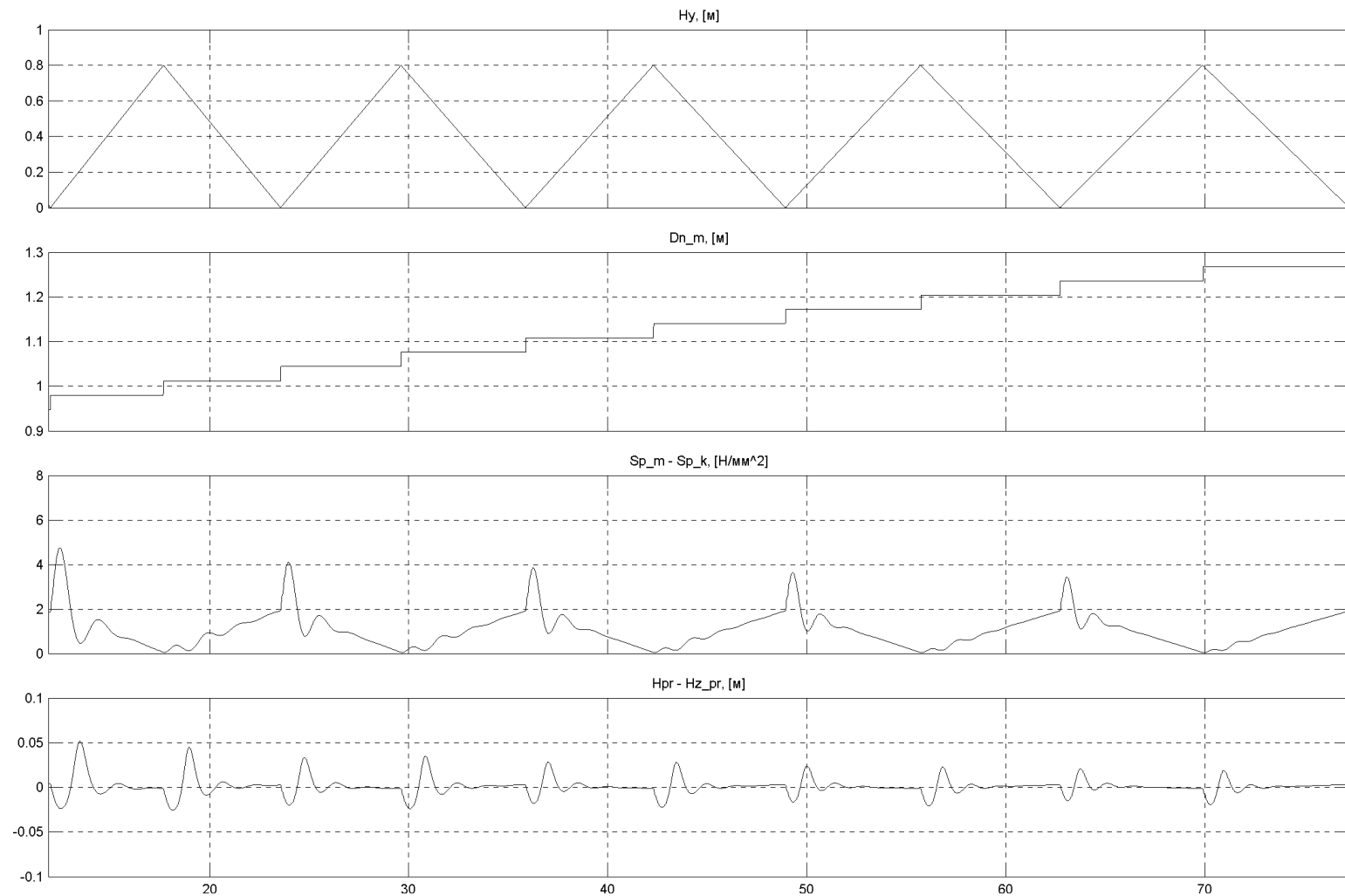
I_{z_cor} – корекція заданого струму двигуна моталки; I_d – струм двигуна випускної кліті

Рис. 3.14. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16$ в режимі корекції струму моталки



H_y – висота носка укладальника; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою; Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; H_{pr} – висота прогину прокату

Рис. 3.15. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16$ в режимі корекції струму моталки



H_y – висота носка укладальника; Dn_m – зовнішній діаметр мотка; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою;

Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; H_{pr} – висота прогину прокату; $H_{z_{pr}}$ – задана висота прогину прокату

Рис. 3.16. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16$ в режимі корекції струму моталки

Завдання прогину (натягу) вибиралося рівним середньому значенню прогину в квазісталому режимі змотування прокату. Контур стабілізації прогину включався на десятій секунд.

У результаті введення корекції струму змотування знизилися амплітуди як верхньої, так і нижньої напівхвиль натягу середньому на 10-15% у порівнянні з базовим варіантом, що, проте, недостатньо для усунення утягування профілю в калібрі випускної кліті.

На ділянці квазісталого значення натягу на ділянках моталка-кліть після завершення перехідного процесу, викликаного реверсом укладальника, до моменту часу, що передує наступній зміні напрямку руху укладальника, значення натягу прокату за випускною кліттю відхиляються від середнього значення на величину до $1-1,5 \text{ Н/мм}^2$. Це дозволяє зробити висновок про задовільну компенсацію збурювань натягу від переміщення укладальника методом корекції струму змотування по відхиленню прогину прокату від заданої величини.

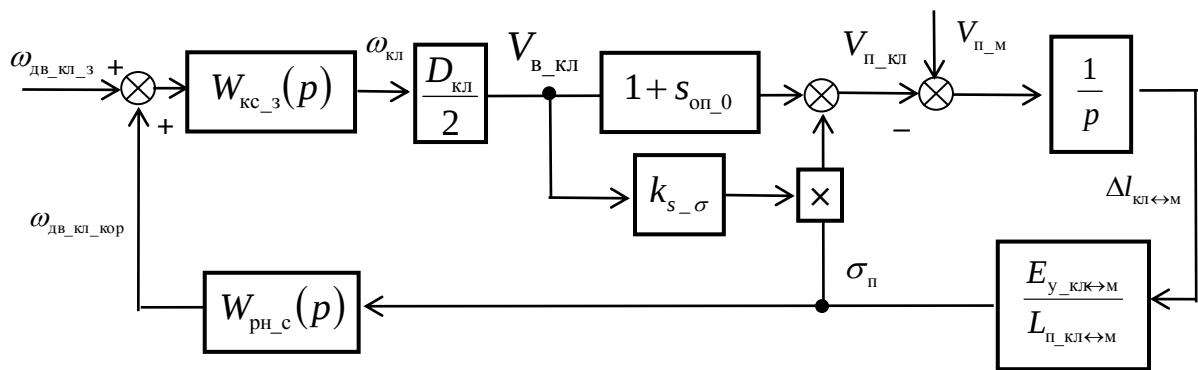
3.3.3 Дослідження процесу змотування прокату в режимі стабілізації струму моталки з корекцією швидкості обертання випускної кліті по відхиленню прогину прокату від заданої величини

Як впливає з загальної структурної схеми моделі, представленої на рис. 3.4, величина натягу прокату на ділянці випускна кліть – моталка, у кінцевому рахунку, визначається різницею лінійних швидкостей прокату на виході випускної кліті й у точці початку прилягання прокату до мотка. Тому керуючий вплив на швидкість обертання випускної кліті безумовно призводить до зміни натягу прокату між нею і моталкою.

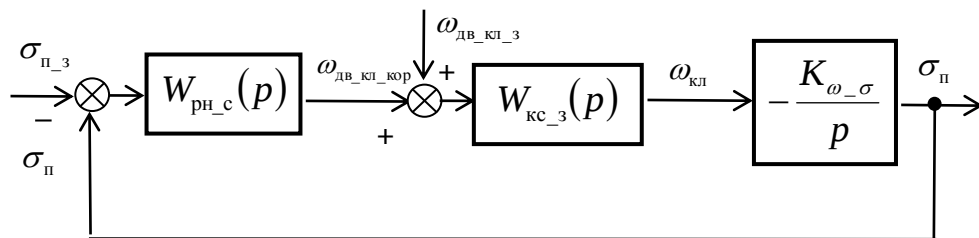
Дослідимо ефективність даного каналу керування режимом змотування.

Вичленувавши з загальної структурної схеми, представленої на рис. 3.4, елементи контуру регулювання натягу за випускний кліттю з корекцією швидкості обертання випускної кліті, маємо структурну схему, приведену на рис. 3.17 (а), де $W_{\text{рн}_c}(p)$ – передатна функція регулятора натягу прокату.

Спростити дану схему можна, позбувшись від паралельної гілки в ланцюзі $\omega_{\text{кл}} \rightarrow V_{\text{П_КЛ}}$, що містить мультиплікативний блок.



а)



б)

а) початкова; б) розрахункова

Рис. 3.17. Структурна схема контура регулювання натягу прокату на ділянці моталка - кліть корекцією швидкості обертання випускної кліті

Так, у нашому випадку величина $1 + s_{\text{оп_0}}$ дорівнює 1,014, а величина $k_{s_c} \cdot \sigma_{\text{П}}$ при максимальній величині питомого натягу 30 Н/мм^2 дорівнює

$4 \cdot 10^{-4} \cdot 30 = 0,012$ (див. рис. 3.5), тобто на два порядки менше. Це дає нам право замість схеми, приведеної на рис. 3.17 (а), розглядати як розрахункову схему, яка представлена на рис. 3.17 (б).

Розрахункова схема контуру регулювання натягу прокату на ділянці моталка-кліть корекцією швидкості обертання випускної кліті є традиційною схемою контуру положення систем підлеглого регулювання (див., наприклад, [124]). Там же приведена методика вибору П-регулятора положення, що цілком застосовна і для даного випадку.

Структурна схема моделі в середовищі MATLAB приведена на рис. 3.18, а результати моделювання – на рис. 3.19-3.22. Контур стабілізації прогину (натягу) включався на десятій секунді.

Як видно за результатами моделювання, максимальне (пікове) значення питомого натягу складає 20 Н/мм^2 проти 30 Н/мм^2 по базовому варіанту, тобто амплітуда верхньої напівхвилі питомого натягу зменшилася вдвічі. Така величина питомого натягу вже близька до верхнього граничного значення, при якому утягуванням профілю в калібрі випускної кліті можна зневажити. Більш того, нижня напівхвиля питомого натягу відсутня, що дає принципову можливість зменшити завдання на струм моталки до рівня, відповідного $5\text{--}8 \text{ Н/мм}^2$, без ризику порушення якості мотка через падіння питомого натягу нижче припустимого рівня в перехідному процесі, викликаного зміною напрямку руху укладальника.

Одночасно процес стабілізації натягу супроводжується більшим (до 2%), у порівнянні з базовим варіантом (1-1,5%), відхиленням швидкості обертання випускної кліті від заданого значення. Але це відхилення носить однополярний характер – тільки в плюс.

Скоротився і час перехідного процесу, викликаного зміною напрямку руху укладальника, тобто переходом до змотування наступного шару, більш ніж у два рази.

У цілому, можна зробити висновок про істотно більшу ефективність для стабілізації натягу методу корекції швидкості обертання випускний кліті у порівнянні з методом корекції струму змотування.

Однак, введення додаткового контуру стабілізації натягу прокату, замкнутого через випускну кліть, призводить до появи двох незв'язаних по керуванню каналів регулювання натягу прокату – через завдання струму моталки і через стабілізацію прогину прокату регулюванням швидкості обертання кліті.

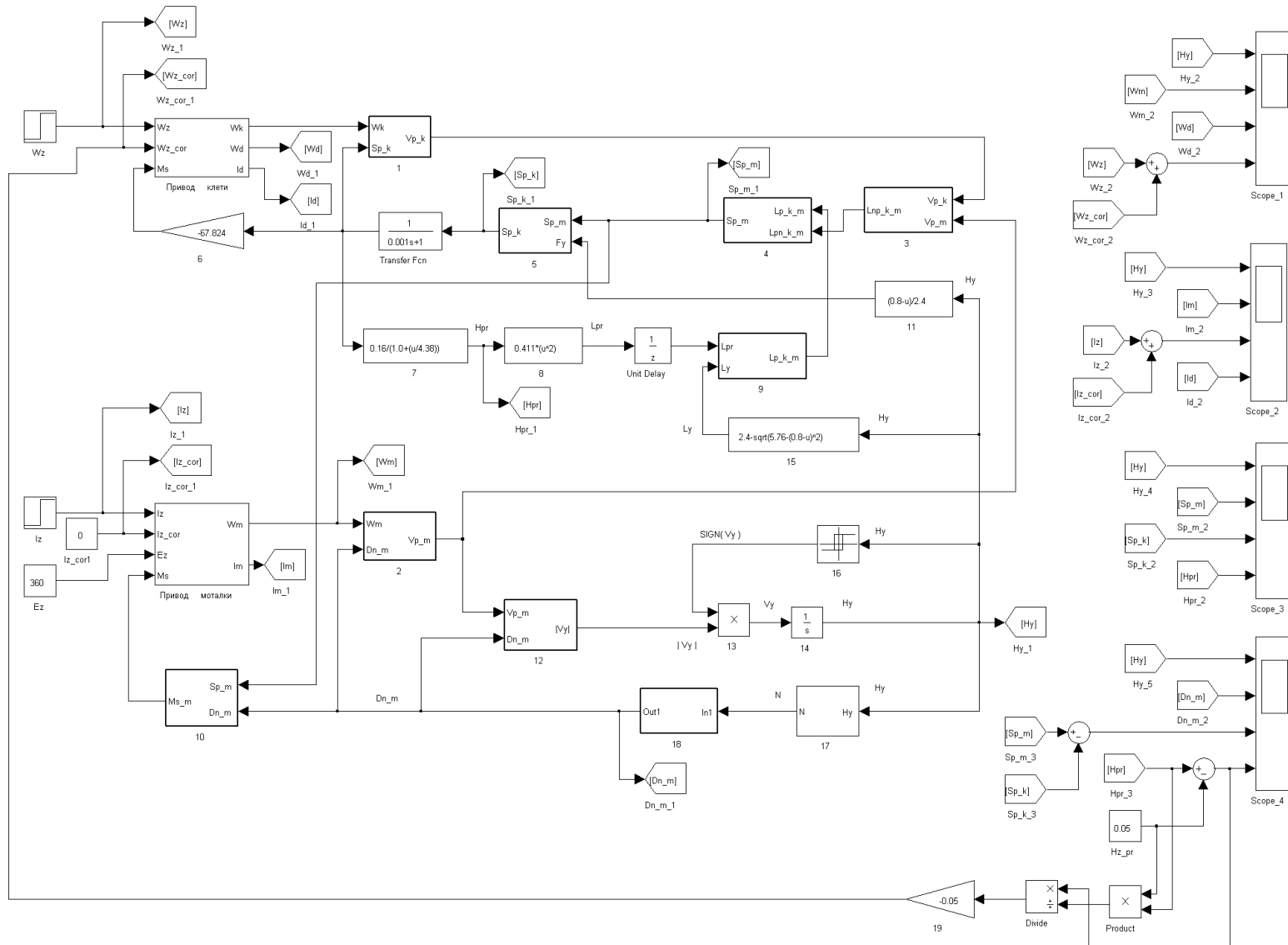
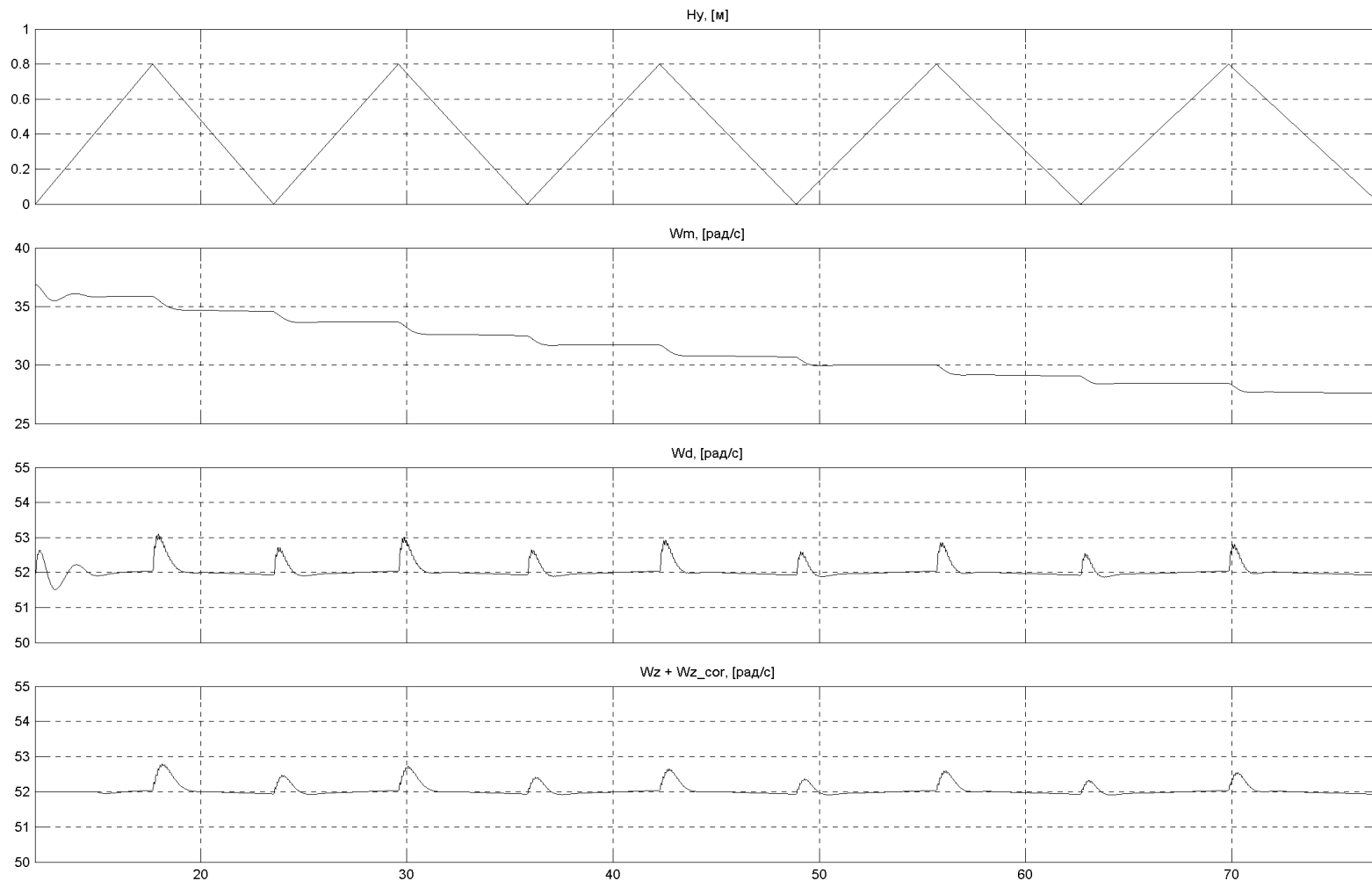
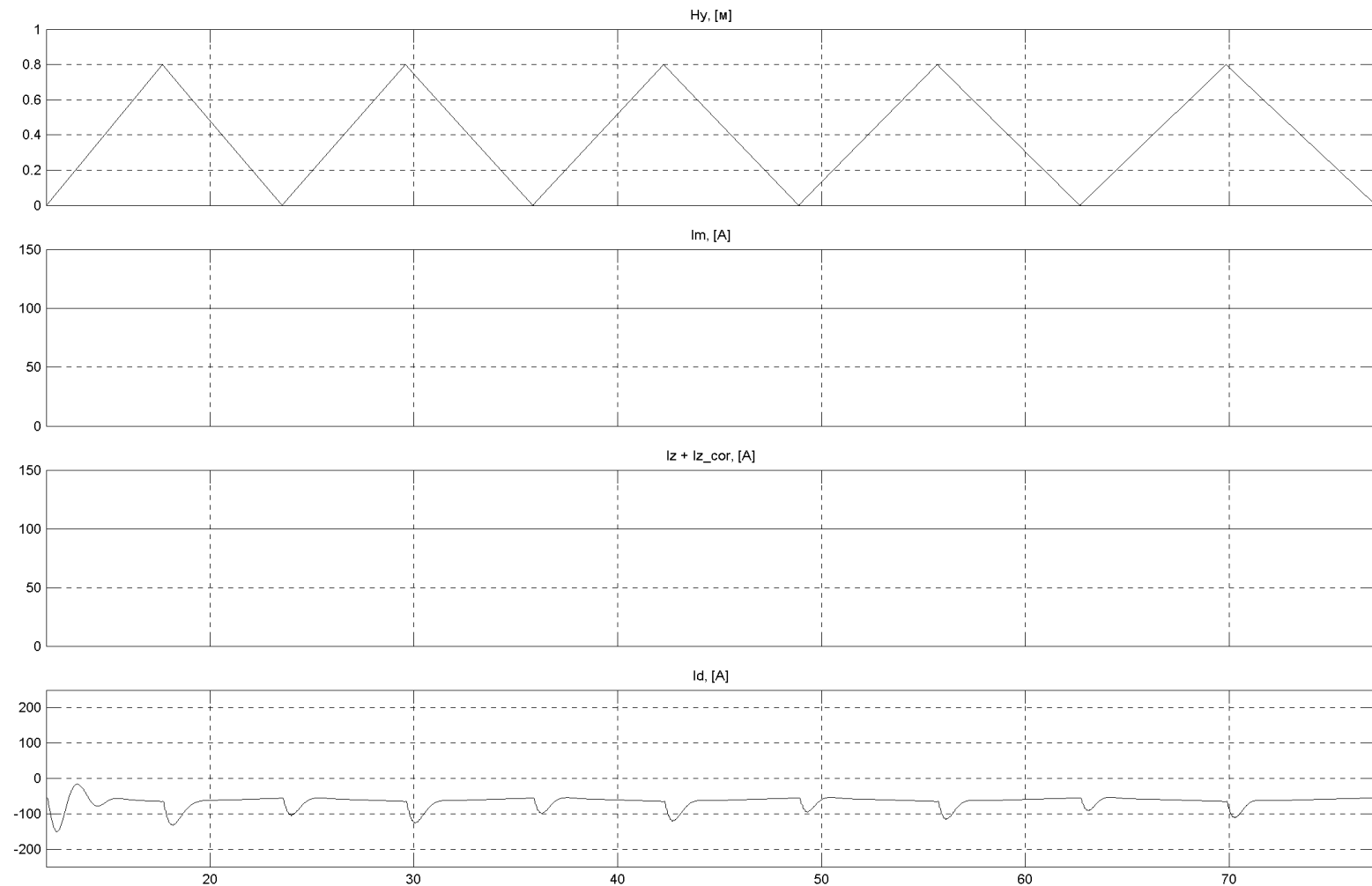


Рис. 3.18. Структурна схема моделі намотки прокату профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції швидкості обертання випускної кліті в середовищі MATLAB



H_y – висота носка укладальника; W_m – швидкість обертання стола моталки; W_d – швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_z – задана швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_{z_cor} – корекція заданої швидкості обертання двигуна випускної кліті

Рис. 3.19. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції швидкості обертання випускної кліті



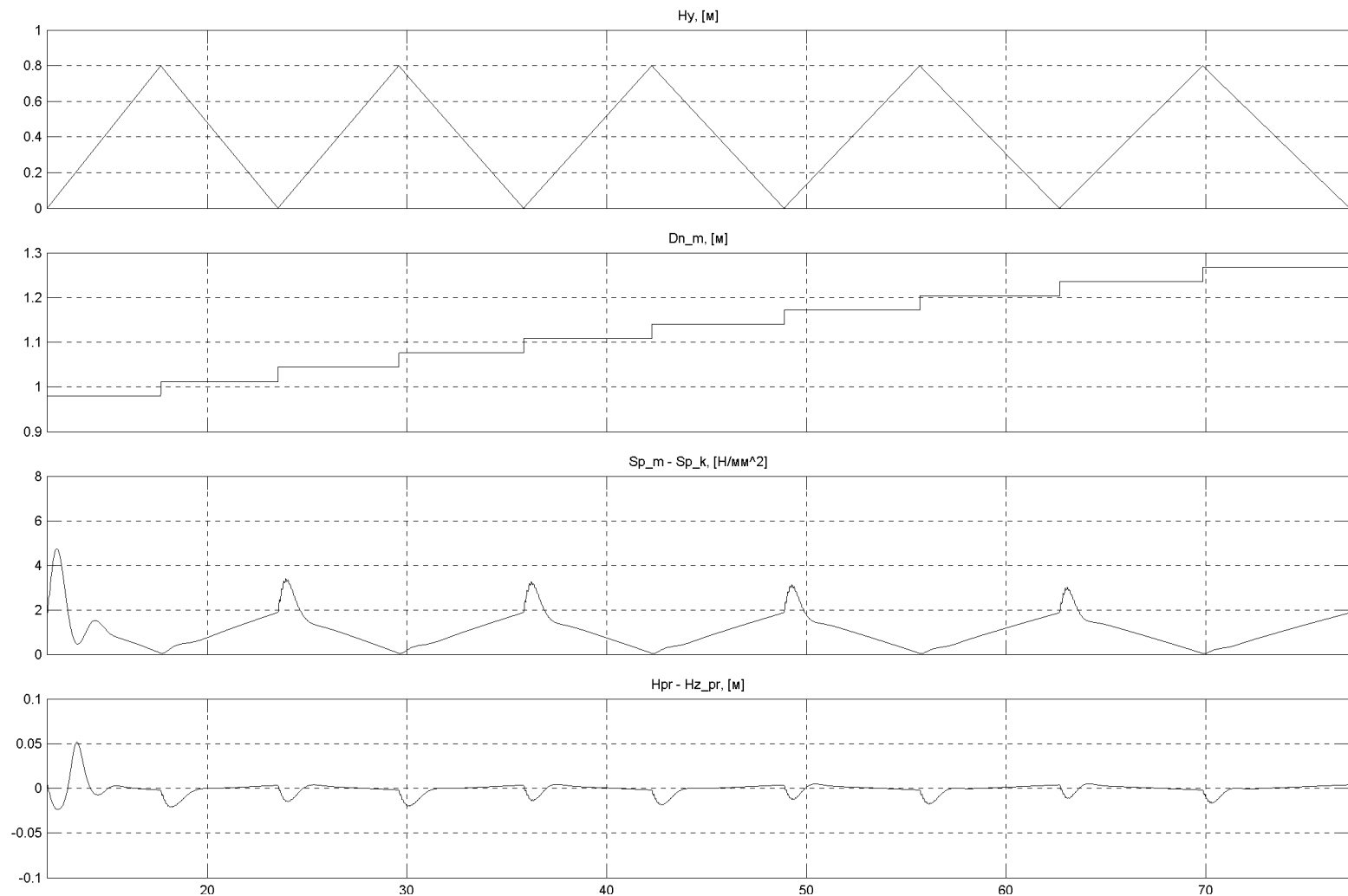
H_y – висота носка укладальника; I_m – струм двигуна моталки; I_z – заданий струм двигуна моталки; I_{z_cor} – корекція заданого струму двигуна моталки; I_d – струм двигуна випускної кліті

Рис. 3.20. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції швидкості обертання випускної кліті



H_y – висота носка укладальника; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою; Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; $H_{пр}$ – висота прогину прокату

Рис. 3.21. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції швидкості обертання випускної кліті



H_y – висота носка укладальника; Dn_m – зовнішній діаметр мотка; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою;

Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; Hpr – висота прогину прокату; Hz_{pr} – задана висота прогину прокату

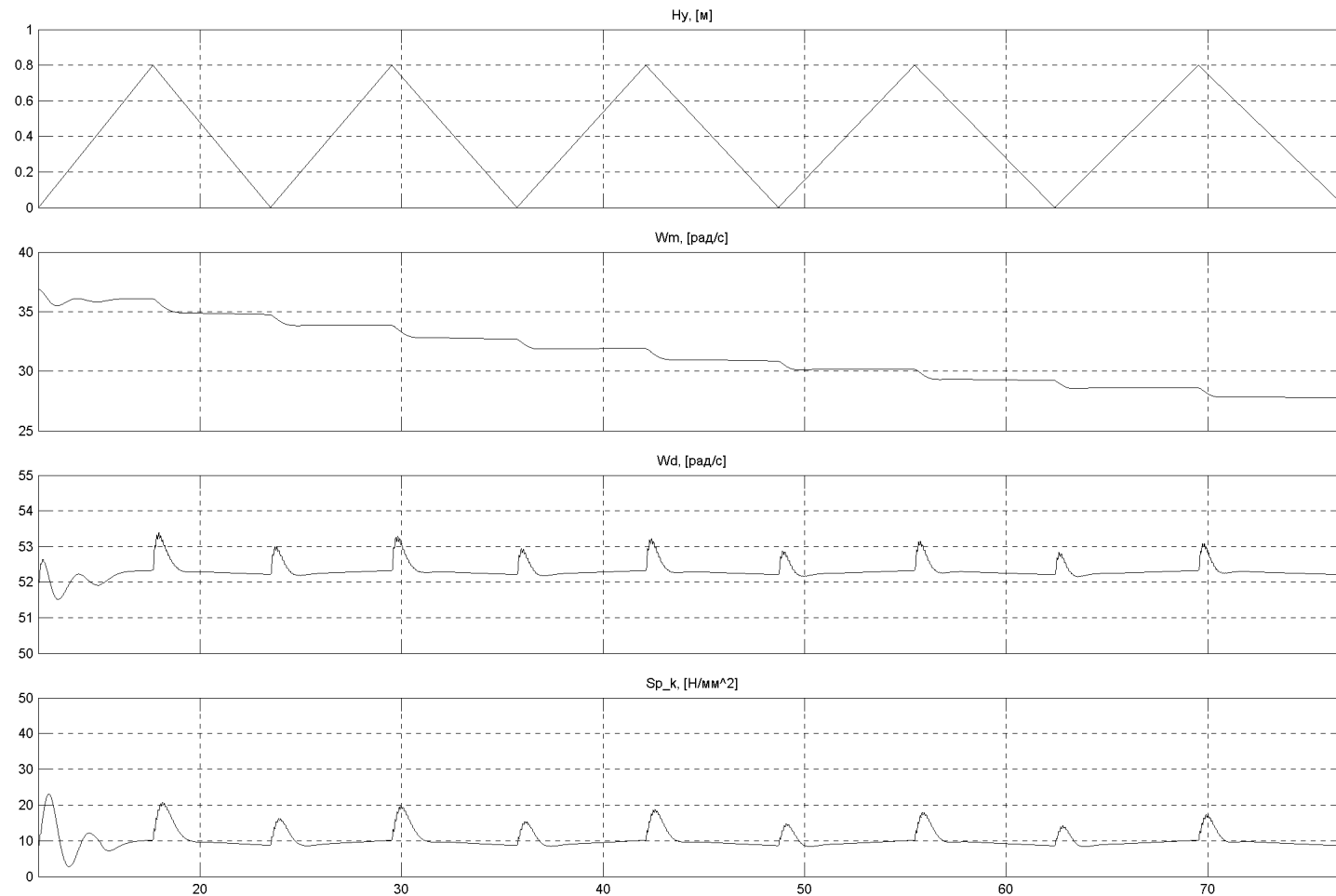
Рис. 3.22. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції швидкості обертання випускної кліті

При збігу завдань на натяги прокату по обох каналах керування, як ми бачимо з рис. 3.19-3.22, вони не конкурують між собою. Для уточнення взаємодії каналів керування при незбігу між ними завдань на натяги прокату нами було проведене моделювання ситуації, коли струмом змотування моталки задається натяг 10 Н/мм^2 , що відповідає прогину 50 мм, а в контурі стабілізації натягу заданий натяг, що відповідає прогину 70 мм. Результати моделювання представлені на рис. 3.23.

Як ми бачимо з приведених результатів, усереднений питомий натяг прокату в квазісталому режимі дорівнює 5 Н/мм^2 , тобто не змінився в порівнянні з раніше розглянутими випадками. А от величина швидкості обертання випускної кліті в квазісталому режимі збільшилася на 0,5%.

Таким чином, можна зробити висновок, що при стабілізації натягу прокату за випускною кліттю корекцією швидкості її обертання у випадку невідповідності заданих величин натягів, фактична величина натягу прокату на ділянці моталка кліть буде визначатися заданим струмом моталки, а швидкість випускної кліті буде відрізнятися від заданого базового значення.

Необхідно відзначити, що таке відхилення швидкості обертання випускної кліті від базового значення приведе до зміни технологічно регламентованої швидкості прокатки, а, отже, продуктивності прокатного стану. Очевидно, що даний ефект є негативним і з погляду технології – неприпустимим. Тому реалізація такого способу керування вимагає прийняття додаткових технічних рішень для виключення даного ефекту.



H_y – висота носка укладальника W_m – швидкість обертання моталки; W_d – швидкість обертання двигуна кліті; Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; H_{pr} – висота прогину прокату

Рис. 3.23. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції швидкості обертання випускної кліті з завданням струму моталки, що відповідає питомому натягу 10Н/мм^2 , і завданням прогину 70мм в контурі стабілізації прогину

3.3.4 Дослідження процесу змотування прокату в режимі корекції струму моталки і корекції швидкості обертання випускної кліті по відхиленню прогину прокату від заданої величини

Даний спосіб є комбінацією способів, приведених у п. 3.4.2, п.3.4.3. Структурна схема моделі в середовищі MATLAB приведена на рис. 3.24, а результати моделювання – на рис. 3.25-3.28. Контур стабілізації прогину (натягу) включався на десятій секунді.

У цілому, отриманий цілком прогнозований результат, що містить у собі позитивні результати, отримані в п.3.4.2 і п.3.4.3. Пікове (максимальне) значення питомого натягу прокату при переході до змотування наступного шару не перевищує 18 Н/мм^2 .

У цілому, можна зробити висновок, що для стабілізації натягу змотування при малих його відхиленнях, зв'язаних зі зміною сил тертя на ділянці моталка-кліть і довжини прокату в процесі ходу укладальника, цілком достатня корекція струму змотування по відхиленню величини прогину прокату за випускною кліттю від заданої величини. Для мінімізації ж кидків натягу прокату і часу перехідного процесу після зміни напрямку руху укладальника (при переході до змотування наступного шару) необхідна корекція швидкості обертання випускної кліті. Корекція струму змотування по відхиленню величини прогину прокату за випускний кліттю від заданої величини в останньому випадку малоефективна.

Найбільш раціональною схемою взаємодії контуру стабілізації натягу прокату корекцією струму змотування і контуру стабілізації натягу прокату корекцією швидкості обертання випускної кліті представляється схема, при якій контур стабілізації натягу прокату корекцією струму змотування постійно включений, а контур стабілізації натягу прокату корекцією швидкості обертання випускної кліті включається в момент реверса укладальника і відключається по досягненню натягу (прогину) прокату за випускною кліттю заданого значення, або граничного значення, що відповідає $10\text{-}14 \text{ Н/мм}^2$.

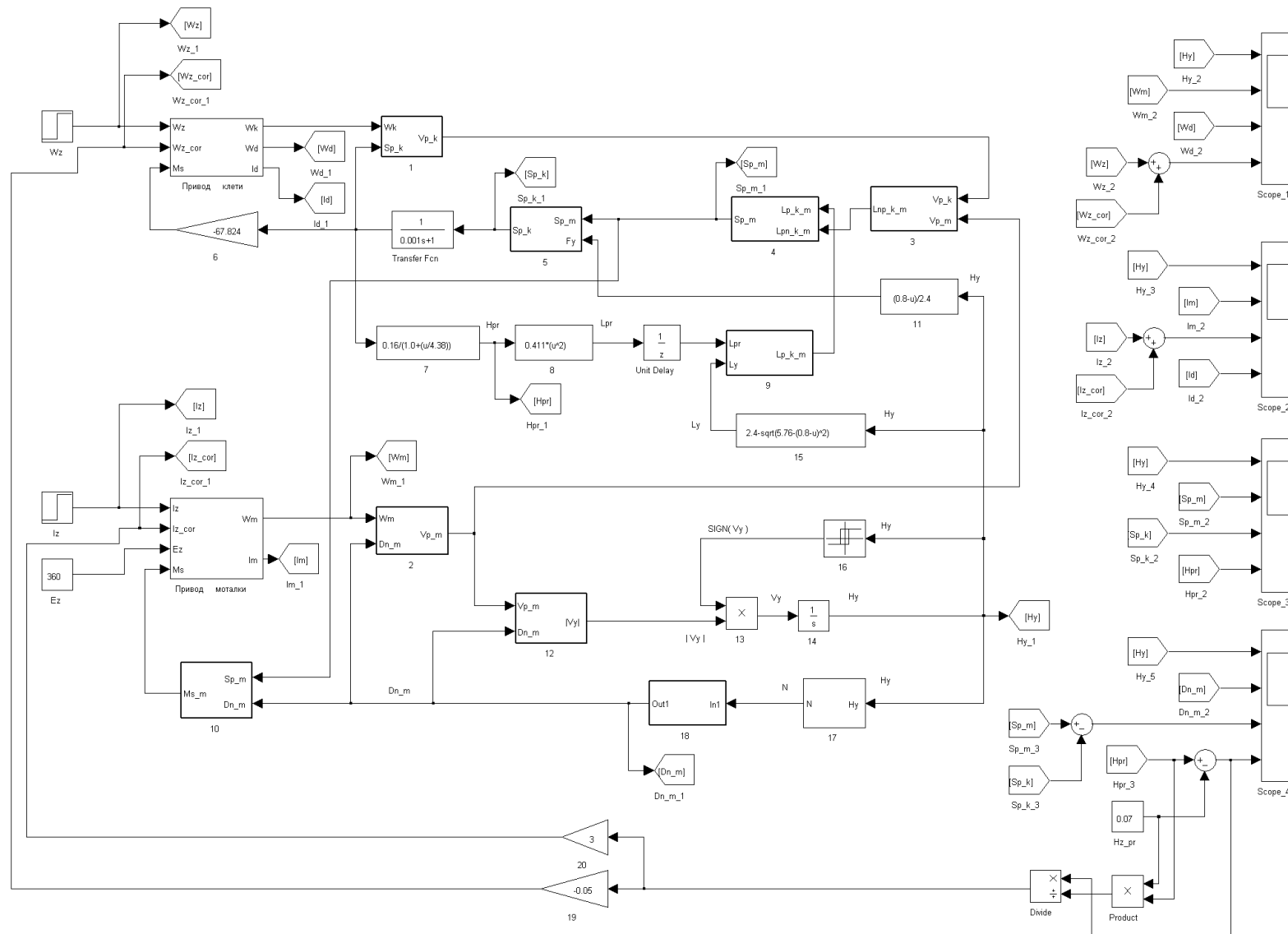
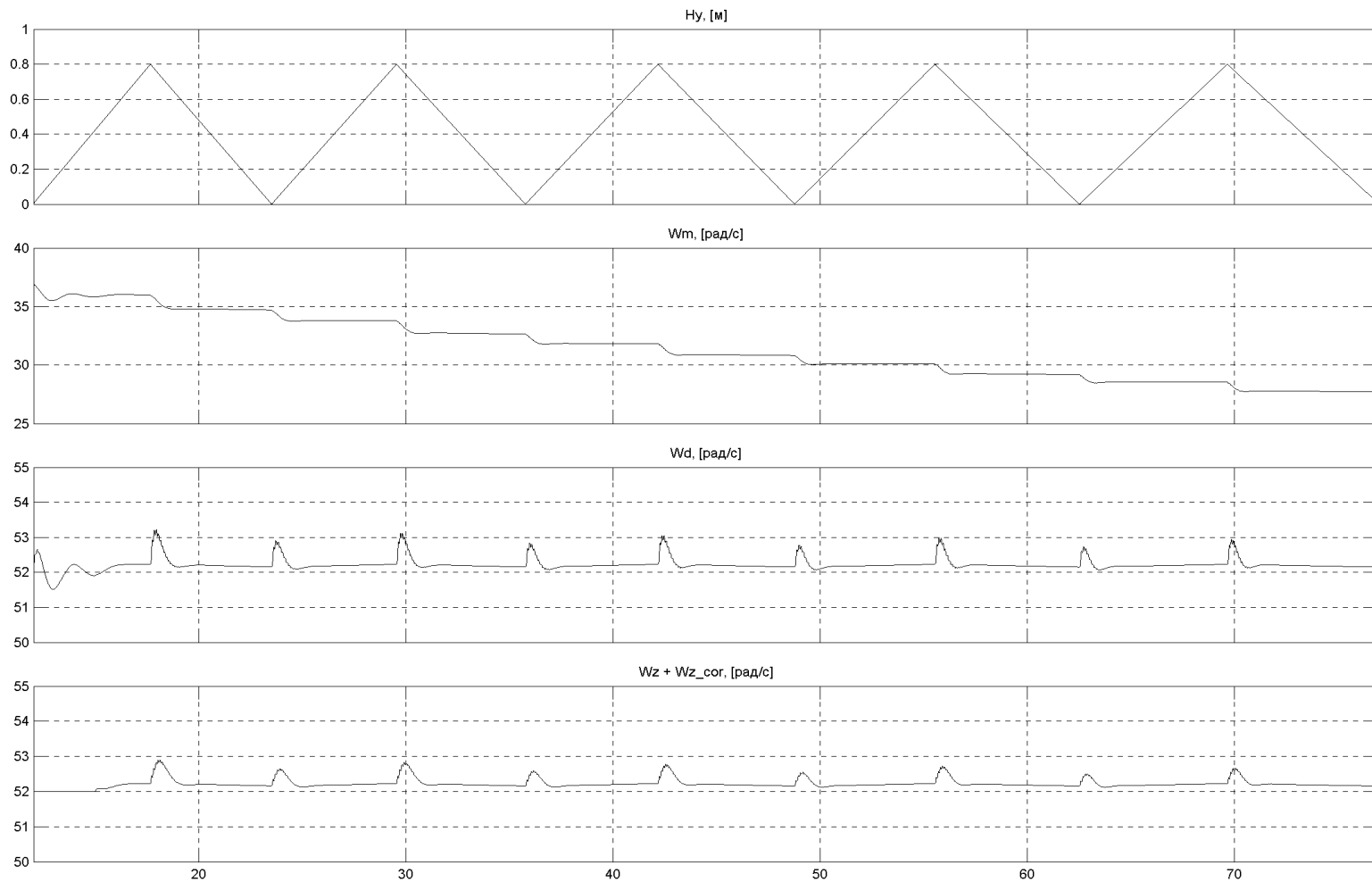
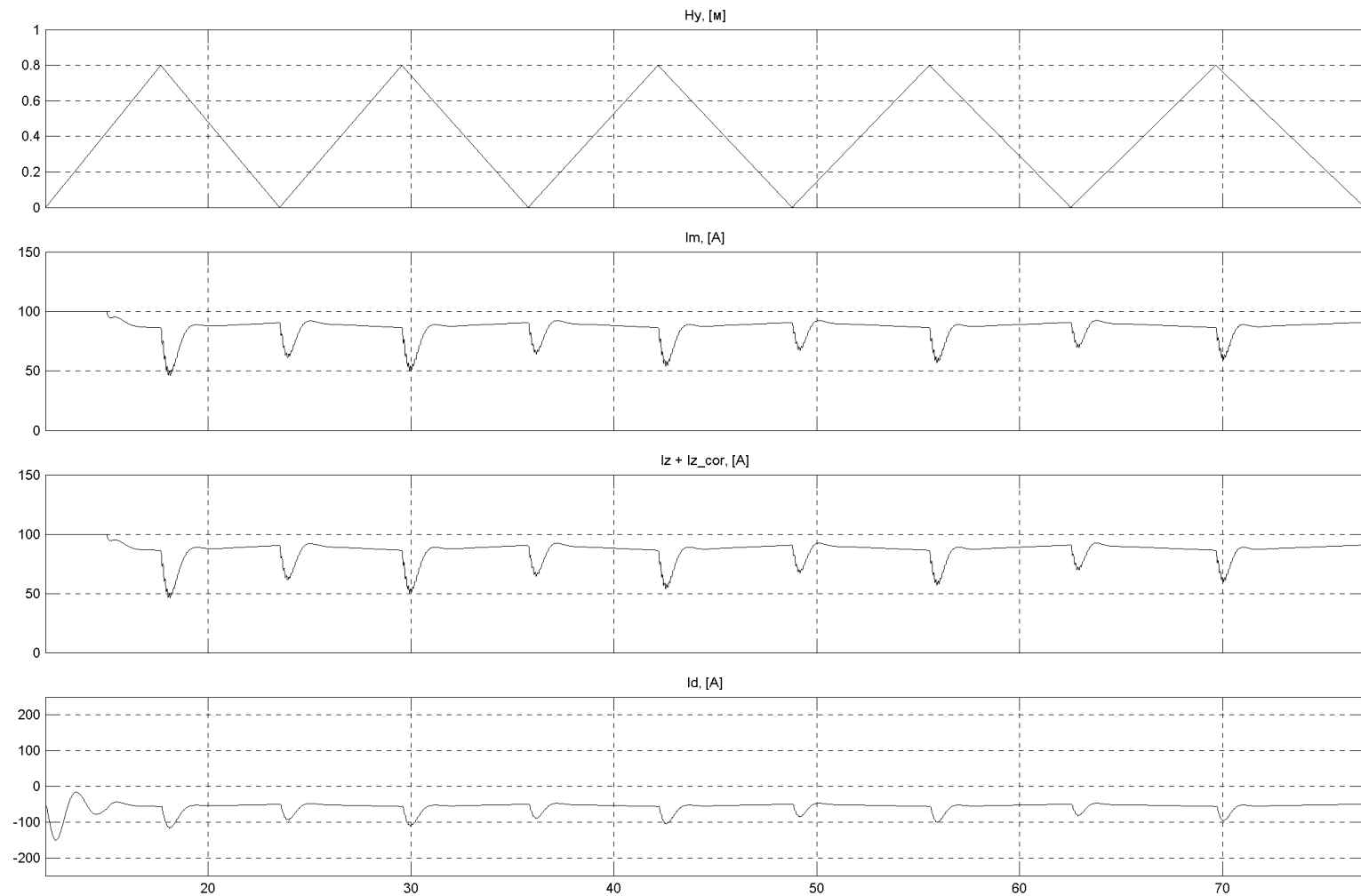


Рис. 3.24. Структурна схема моделі намотки прокату профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції струму моталки и швидкості обертання випускної кліті в середовищі MATLAB



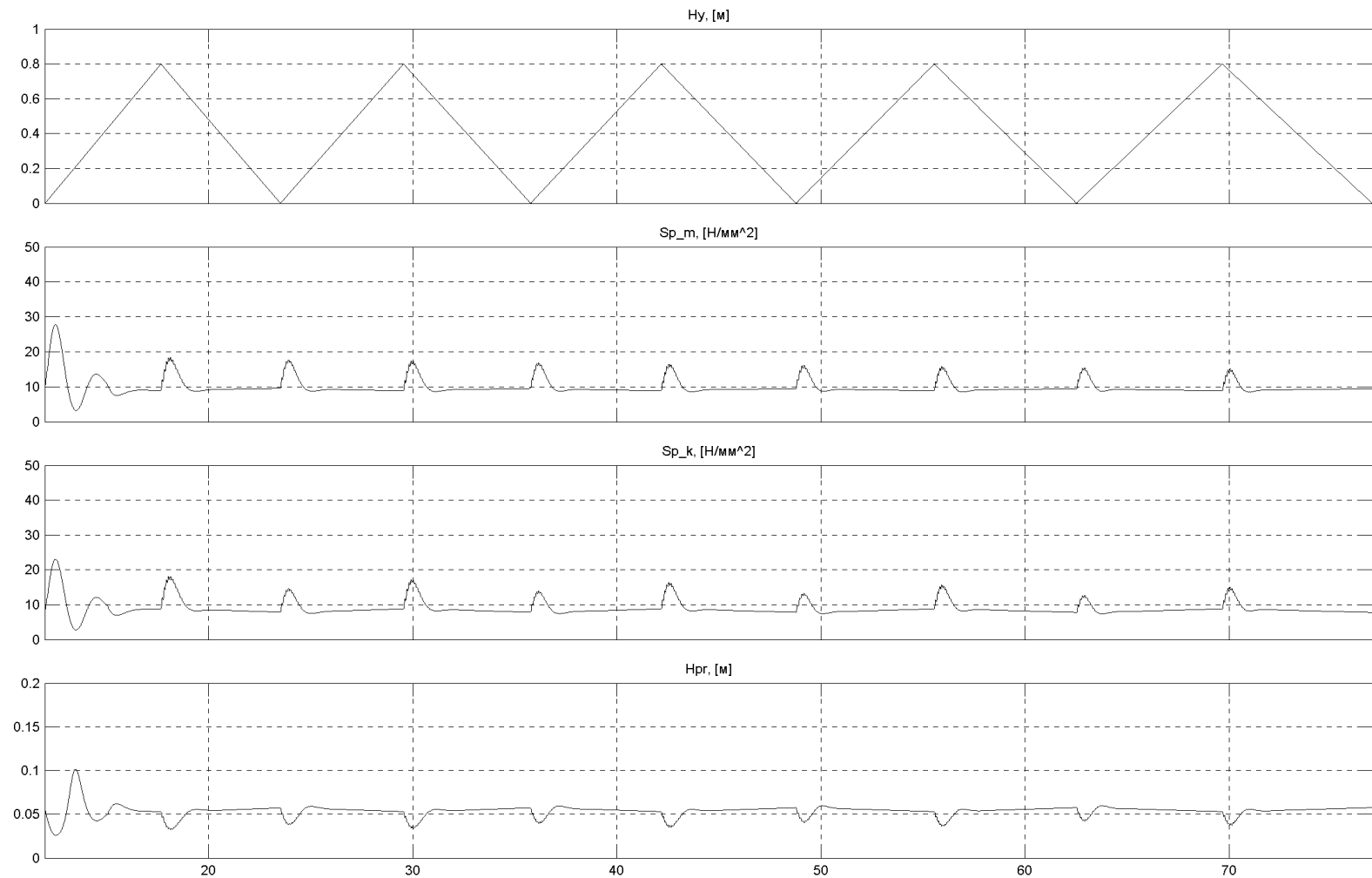
H_y – висота носка укладальника; W_m – швидкість обертання стола моталки; W_d – швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_z – задана швидкість обертання двигуна випускної кліті; W_{z_cor} – корекція заданої швидкості обертання двигуна випускної кліті

Рис. 3.25. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16$ мм в режимі корекції струму моталки и швидкості обертання випускної кліті



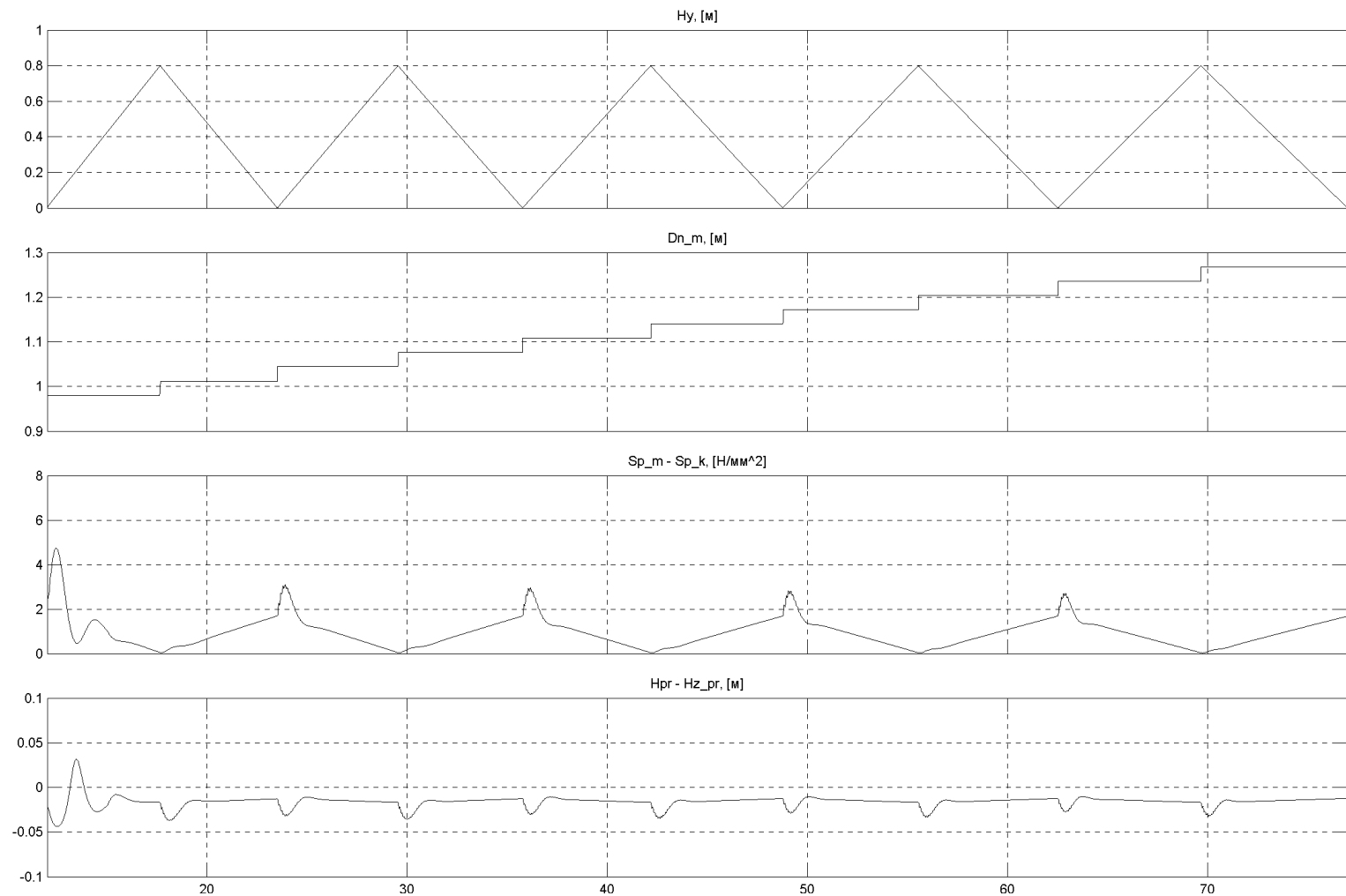
H_y – висота носка укладальника ; I_m – струм двигуна моталки; I_z – заданий струм двигуна моталки; I_{z_cor} – корекція заданого струму двигуна моталки; I_d – струм двигуна випускної кліті

Рис. 3.26. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції струму моталки и швидкості обертання випускної кліті



H_y – висота носка укладальника; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою; Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; $H_{пр}$ – висота прогину прокату

Рис. 3.27. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16$ мм в режимі корекції струму моталки и швидкості обертання випускної кліті



Hy – висота носка укладальника; Dn_m – зовнішній діаметр мотка; Sp_m – питомий натяг в прокаті перед моталкою;
 Sp_k – питомий натяг в прокаті за кліттю; Hpr – висота прогину прокату; Hz_pr – задана висота прогину прокату
 Рис. 3.28. Результати моделювання процесу прокатки профілерозміру круг $\varnothing 16\text{мм}$ в режимі корекції струму моталки и швидкості обертання випускної кліті

Висновки до розділу 3

У результаті експериментальних досліджень установлено:

1. Змотування прокату моталкою ведеться при підвищеному натягу прокату як перед моталкою, так і за випускною кліттю. Даний підвищений натяг має величину достатню для утягування профілю в калібрі випускний кліті.

2. Підвищений натяг прокату за випускною кліттю є наслідком двох основних факторів – завищеного заданого струму змотування моталки і завищеного транспортуючого зусилля трайбапарата.

У результаті досліджень на моделі установлено:

1. При відсутності контурів стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть перехідний процес, викликаний реверсом укладальника і початком змотування наступного шару носить коливальний характер.

2. Максимальна (пікова) величина питомого натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть у перехідному процесі, викликаного реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, істотно (у два рази) перевищує верхнє граничне значення пружно-пластичної деформації прокату з температурою, що відповідає температурі прокату на виході випускної кліті.

3. Мінімальна величина питомого натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть у перехідному процесі, викликаного реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, лежить незначно вище значення при якому забезпечуються необхідні значення вигину і прилягання прокату до поверхні мотка.

4. Дослідження на моделі показали, що завищення заданого струму моталки зв'язано з необхідністю безумовно забезпечити натяг прокату більше мінімально припустимого в перехідному процесі, викликаного реверсом укладальника і початком змотування наступного шару. Завдання величини струму змотування моталки визначається, у першу чергу, вимогами стійкого ведення технологічного процесу з одержанням товарного (не пухкого) виду мотка, а уже в другу чергу –

вимогами по стабільності поперечних розмірів прокату, тобто по мінімізації утягування профілю в калібрі випускний кліті від переднього натягу.

5. Перехідний процес, викликаний реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, призводить до коливань швидкості обертання випускної кліті з амплітудою до 1,5% від сталого значення

6. Встановлено, що основна задача по удосконалюванню керування режимом змотування прокату – мінімізація амплітуд (верхньої і нижньої напівхвиль) коливань натягу прокату між моталкою і кліттю щодо його заданого (квазісталого) значення.

7. Коливання питомого натягу прокату, викликаного ходом укладальника в межах одного шару змотування прокату є незначними (до 2 Н/мм^2) і не впливають на режим змотування.

8. При наявності контуру стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції струму змотування перехідний процес, викликаний реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, також носить коливальний характер. Спостерігається зменшення амплітуд як верхньої так і нижньої напівхвиль коливань у середньому на 10-15%.

9. Контур стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції струму змотування дозволяє практично усунути коливання питомого натягу прокату, викликані ходом укладальника в межах одного шару змотування прокату.

10. При наявності контуру стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті перехідний процес, викликаний реверсом укладальника і початком змотування наступного шару, перестає носити коливальний характер. Спостерігається зменшення амплітуди верхньої напівхвилі в два рази в порівнянні з випадком без контурів стабілізації натягу прокату і повна відсутність нижньої напівхвилі перехідного процесу, що дозволяє знизити рівень завдання струму моталки без ризику погіршити якість змотування.

11. При наявності контуру стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті і розбіжності значень заданого натягу прокату даного контуру і заданого натягу прокату струмом змотування фактичний сталий натяг прокату на ділянці моталка-випускна кліть буде визначатися заданим струмом моталки, а наявність контуру стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті буде призводити до відхилення сталого значення швидкості обертання випускної кліті від заданого значення.

12. Контур стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті повинен включатися тільки в момент реверса укладальника (початок змотування наступного шару) і відключатися по досягненню величиною натягу заданого граничного значення.

13. При наявності контурів стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції заданого струму змотування і швидкості обертання випускної кліті досягаються найкращі динамічні і статичні параметри процесу змотування.

14. При наявності контурів стабілізації натягу прокату на ділянці моталка-випускна кліть шляхом корекції заданого струму змотування і швидкості обертання випускної кліті контур стабілізації натягу прокату шляхом корекції заданого струму змотування повинен бути включений постійно, а контур стабілізації натягу прокату шляхом корекції швидкості обертання випускної кліті - включатися лише на час перехідного процесу, викликаного реверсом укладальника і початком змотування наступного шару.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВЗАЄМОЗАЛЕЖНИМИ СИСТЕМАМИ ДІЛЯНКИ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ

4.1 Розробка структури системи керування взаємозалежними системами ділянки змотування сортового прокату

Дослідження, проведені в розділах 2 і 3 даної роботи, показали, що для підвищення якості змотування прокату моталкою типу Гаррета, необхідно не тільки забезпечити погоджене керування механізмами кожної моталки, насамперед, столом моталки (швидкістю його обертання) і укладальником моталки (швидкістю його переміщення), але і узгодженим активним керуванням швидкістю обертання випускної кліті і трайбапарата.

Оскільки відповідно до проекту фірми SKET (НДР) усі перераховані механізми, за винятком укладальника, обладнані індивідуальними приводами, то керування комплексом взаємозалежних приводів зводиться до погодженого формування завдань (уставок) для кожного з них.

Укладальники моталок мають гідравлічний привод, підключений до загальної гідросистеми ділянки моталок через відсічні клапана і дроселі з трьохпозиційним дискретним регулюванням із прохідними перетинами, що налаштовуються. Загальна гідросистема ділянки моталок, крім власне укладальників моталок, живить і механізми підйому столів моталок. Асинхронна робота всіх механізмів, що живляться від гідросистеми, призводить до суттєвих коливань тиску на вході регульованих дроселів укладальника, що унеможливорює плавне регулювання і стабілізацію лінійної швидкості пересування укладальника (носка укладальника). Необхідна швидкість (швидкості) руху укладальника виставляються ручним настроюванням прохідних перетинів дроселів. Таке настроювання складне, трудомістке і призводить до додаткових простоїв при переході до прокатки нового профілерозміру, а, найчастіше, і при прокатці поточного профілерозміру при необхідності змінити щільність мотка відповідно до вимоги поточного замовлення.

Тому для реалізації запропонованих науково-технічних рішень необхідна заміна проектного гідропривода укладальника на новий індивідуальний привод, що забезпечує стабільну швидкість переміщення укладальника і плавне її регулювання в широкому швидкісному діапазоні.

Іншою особливістю розроблювальної системи керування взаємозалежними системами ділянки моталок є необхідність у процесі змотування регулювати швидкість обертання випускної кліті для усунення надмірних кидків натягу прокату на її виході при переході до змотування нового шару (див. розд. 3). Однак, випускна кліть є частиною взаємозалежної прокатної лінії клітей, і задана швидкість обертання для нього, як і для локальних систем інших клітей прокатної лінії, формується системою керування швидкісним режимом прокатки (див., наприклад, [48, 103, 128, 147], а для ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» – [101, 102]). Тому вплив на швидкісний режим прокатки останньої (випускної) кліті повинен супроводжуватися впливом на швидкісний режим всіх інших клітей для запобігання неузгодженості швидкісного режиму прокатки в прокатній лінії клітей.

Таким чином, корекція швидкості обертання випускної кліті для стабілізації натягу за нею повинна виробляється через існуючу систему керування швидкісним режимом прокатки.

Наступною особливістю, яку необхідно врахувати, є робота локальної системи столу моталки в трьох режимах – у режимі стабілізації заданого струму якоря (штатний технологічний режим змотування прокату), у режимі стабілізації заданої швидкості обертання (технологічні режими розгону столу моталки до швидкості обертання захоплення прокату столом, розгін столу моталки до швидкості обертання захоплення прокату барабаном моталки і технологічний режим «домотки» прокату, який забезпечує змотування задньої ділянки прокату після його виходу з випускної кліті) і в режимі позиціювання (технологічний режим збирання мотка, який включає власне установку стола моталки в задане положення з наступним блокуванням стола в цьому положенні).

У технологічному режимі збирання мотка комплекс механізмів моталки виконує строго визначений послідовний ряд дій, при якому відхід стола з

заблокованого положення, а тим більше, обертання стола моталки / барабана моталки неприпустимий. Це наступні дії: підйом барабана моталки з мотком у верхнє положення, утримання барабана моталки з мотком у верхньому положенні, переміщення першої секції крокуючого транспортера під барабан моталки з мотком, переміщення барабана моталки вниз (знімання мотка на першу секцію крокуючого транспортера), «притиск» барабана моталки в нижньому положенні, переміщення першої секції крокуючого транспортера з мотком від механізму моталки (збирання мотка), розблокування стола моталки і його розкручування до швидкості обертання захоплення прокату столом.

Таким чином, формування завдань для системи стола моталки і укладальника тісно зв'язані з поточним положенням механізмів моталки, а команди на пересування/блокування механізмів моталки – з поточним станом систем моталки.

Після досягнення моталкою швидкості обертання, яка відповідає необхідній (заданій) частоті обертання захоплення прокату столом, моталка готова до прийому прокату нової заготовки.

Очевидно, що цикл збирання мотка з моталки займає проміжок часу, порівнянний із власне циклом змотування прокату, тому при «щільному» завантаженні сортової прокатної лінії прокат змотується по черзі на різні моталки. Напрямок прокату на робочу моталку, готову до прийому прокату здійснюється за допомогою керування положенням стрілок, розташованих безпосередньо за трайбапаратом по ходу прокатки (див. рис. 1.3).

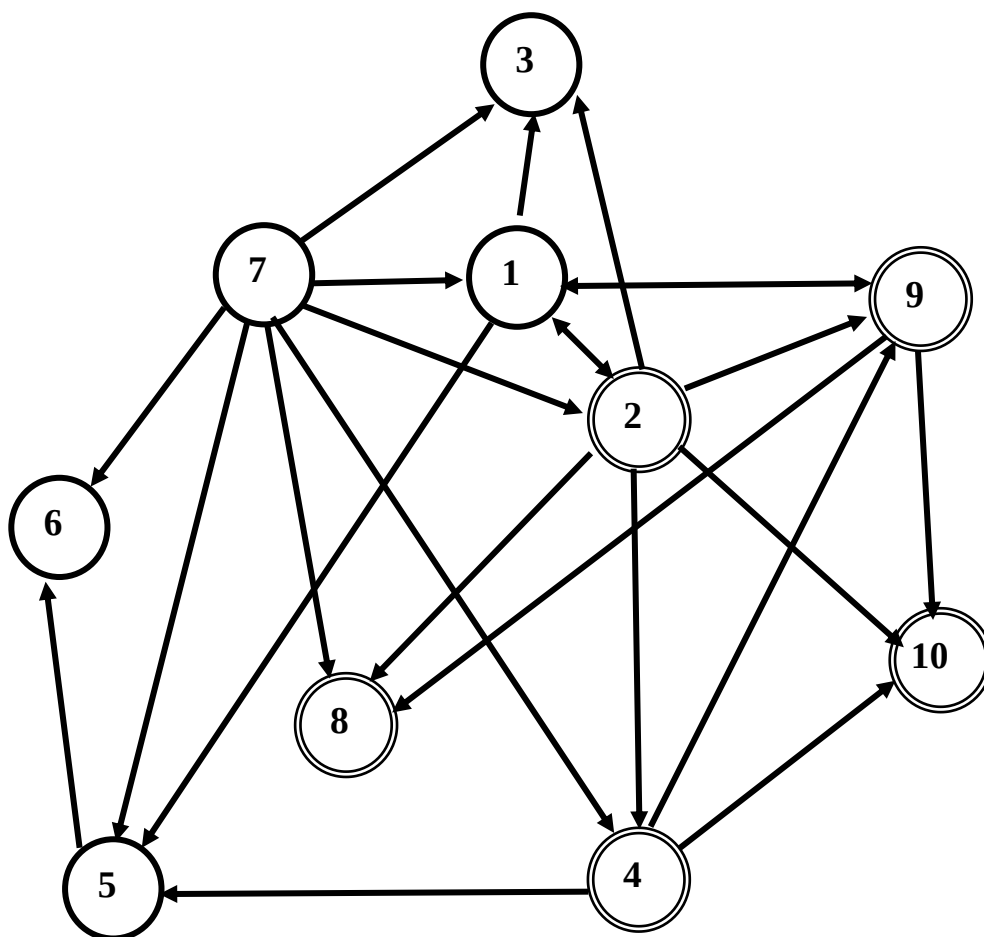
Вузол стрілок містить у собі три стрілки. Стрілка №1 розташована безпосередньо за трайбапаратом і призначена для спрямування прокату до стрілки №2 або до стрілки №3. Стрілка №2 призначена для спрямування прокату до моталки №1 або до моталки №4. Стрілка №3 призначена для спрямування прокату до моталки №2 або до чистового блоку клітей дрової лінії. Стрілки №1 і №2 мають пневмоелектричний привод, який забезпечує перекид стрілки в необхідний напрямок. Стрілку №3 встановлюють у необхідне положення вручну в залежності від того, ведуть прокатку катанки або сортового прокату і у вибраному положенні заклинюють.

Вочевидь, що вибір положення стрілок тісно зв'язаний з номером моталки, готовою до прийому прокату і повинен здійснюватися з темпом прокатки. Таким чином, підзадача керування стрілками є похідної задачі керування моталками і, отже, повинна реалізовуватися системою керування взаємозалежними механізмами ділянки змотування сортового прокату.

У результаті ми приходимо до задач керування взаємозв'язаними системами ділянки сортових моталок, граф інформаційного взаємозв'язку яких представлений на рис.4.1.

Очевидний тісний інформаційний взаємозв'язок задач взаємозв'язаного керування електромеханічними системами ділянки сортових моталок, що призводить нас до централізованої системи керування, що формує уставки і команди для існуючих локальних систем керування електромеханічними системами. Взаємозв'язок технічних засобів керування ділянкою моталок схематично представлений на рис. 4.2.

Реалізація запропонованих у роботі науково-технічних рішень забезпечується системою керування взаємозалежними електромеханічними системами ділянки моталок за умови модернізації існуючого гідропривода укладальника для забезпечення плавного регулювання швидкості переміщення носка укладальника в широкому діапазоні швидкостей. Тому при розробці даної системи були запропоновані нові технічні рішення, а саме заміна існуючого групового гідропривода укладальників на індивідуальні електро-гідроприводи укладальників. Регулювання швидкості переміщення укладальника здійснюється за рахунок регулювання швидкості обертання гідронасоса, що подає масло в гідроциліндр переміщення укладальника.



у вершинах: 1 - формування завдання швидкості обертання і струмообмеження моталки; 2 - формування команд на позиціонування і блокування в заданому положенні стола моталки; 3 - формування завдання на швидкість переміщення укладальника; 4 - формування команд на вибір напрямку (нагору/униз/зупинка) переміщення і зупинку укладальника в заданому положенні; 5 - формування корекції завдання швидкості обертання випускної кліті; 6 - формування завдання на частоту обертання трайбапарата; 7 - ситуаційний контроль проходження розкату прокатної лінії клітей і ділянки моталок; 8 - формування команд керування стрілками; 9 - формування команд керування переміщенням (підйомом/спуском/«притиском») барабана моталки ; 10 - формування команд керування переміщенням першої секції крокуючого транспортера

Рис. 4.1. Граф інформаційного взаємозв'язку задач керування взаємозв'язаними системами ділянки сортових моталок

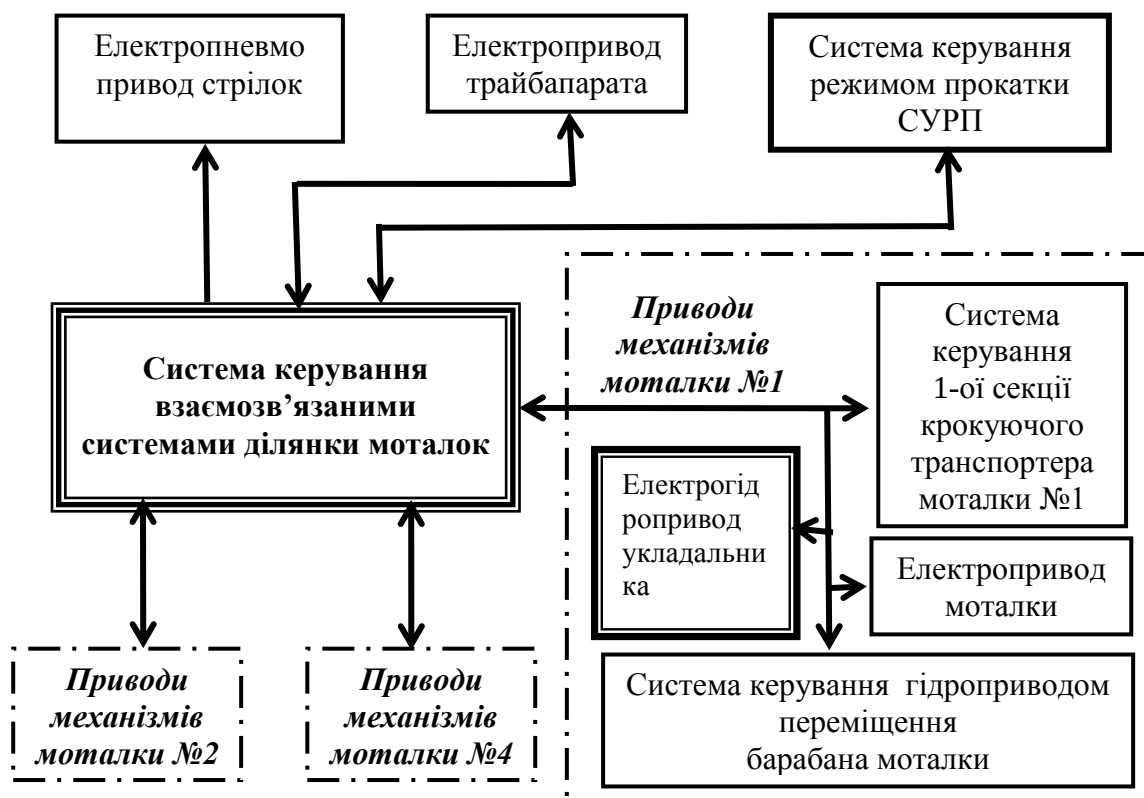


Рис. 4.2. Структура технічних засобів керування системами ділянки моталок

4.2 Розробка електрогідропривода укладальника моталки

Для забезпечення плавного дистанційного регулювання швидкості переміщення укладальника був запропонований електрогідропривод, загальна структурна схема якого представлена на рис. 4.3.

Плавне регулювання швидкості переміщення укладальника досягається за рахунок використання в гідростанції шестеренчастого насоса, який приводиться в обертання регульованим асинхронним двигуном, що живиться від перетворювача частоти. Завдання на частоту обертання надходить у перетворювач частоти від системи керування взаємозалежними електромеханічними системами ділянки моталок.

Вибір напрямку руху / зупинка водила укладальника здійснюється переключенням гідророзподільника з електромагнітним приводом у необхідне положення (див. рис. 4.4).

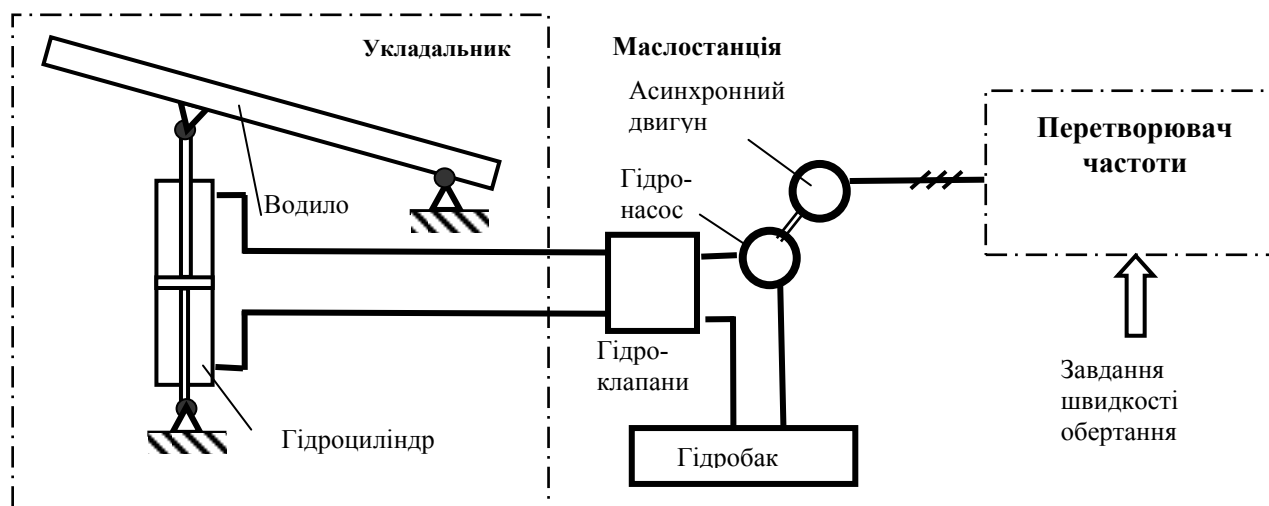
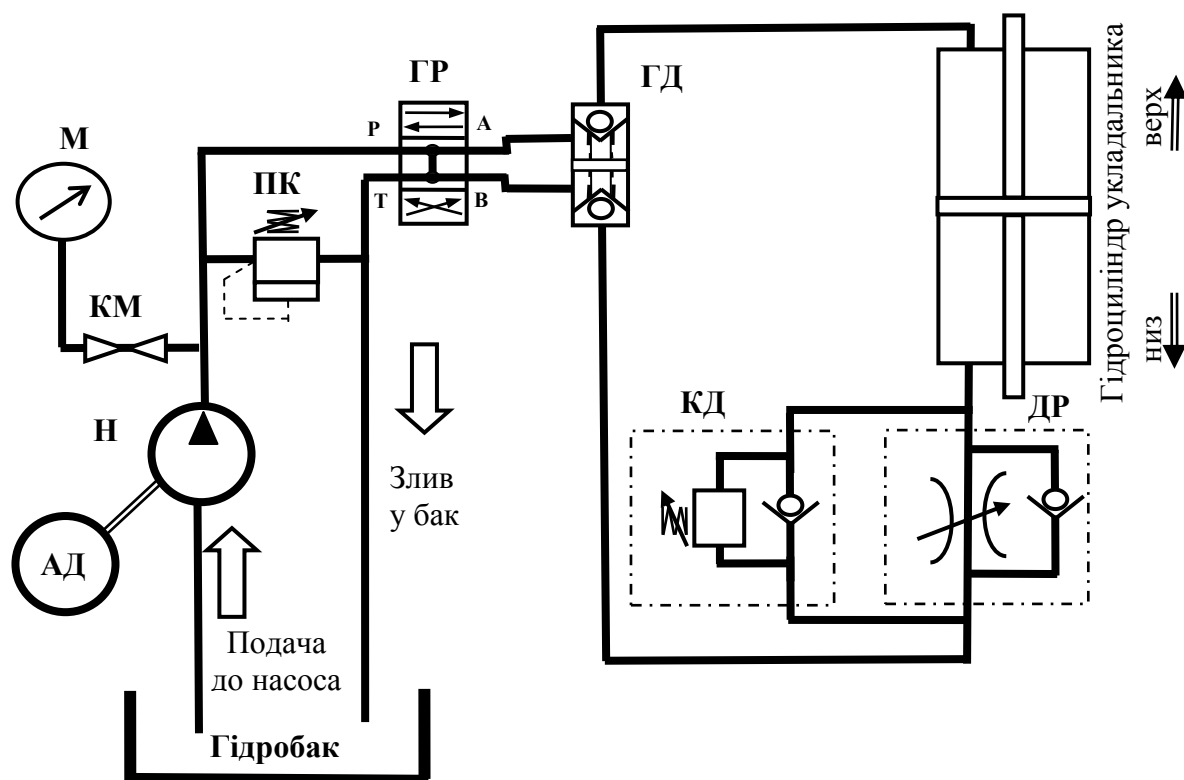


Рис. 4.3. Загальна структурна схема електрогідропривода укладальника



АД – асинхронний двигун; Н – шестеренчастий насос; М – манометр; КМ – кран манометра; ПК – запобіжний клапан; ГР – гідророзподілювач; ГД – гідрозамок двосторонній; КД – клапан тиску регульований зі зворотнім клапаном; ДР – дросель лінійний регульований зі зворотнім клапаном

Рис. 4.4. Гідростанція електрогідропривода укладальника

Принцип роботи електрогідропривода наступний.

Регульований асинхронний двигун приводить в обертання шестеренчастий (об'ємний) насос **Н**. Витрата рідини через насос **Н** прямо пропорційна частоті обертання асинхронного двигуна **АД**. До виходу гідронасоса через кран **КМ** підключений манометр **М**, що служить для настроювання гідросистеми укладальника і контролю за роботою гідростанції.

Рідина (у нашому випадку – індустріальне масло) подається від гідронасоса **Н** до системи гідроклапанів.

Безпосередньо за насосом між нагнітаючими і зливальним трубопроводами встановлений запобіжний клапан **ПК**, що служить для захисту гідросистеми від надмірного тиску. При налагодження гідростанції він набудовується на тиск 70МПа (60-70 МПа).

Нагнітаючі і зливальний трубопроводи підключені до входів гідророзподільного клапана **ГР**.

У середнім положенні клапан **ГР** з'єднує нагнітаючий трубопровід зі зливальним, тим самим відтинаючи подачу рідини в порожнини гідроциліндра укладальника. Гідрозамок двосторонній **ГД** блокує (відтинає) витікання рідини з порожнин гідроциліндра укладальника, й останній залишається в тім же положенні, в якому він був на момент установки клапана **ГР** у середнє положення, тобто при даному положенні клапана укладальник знаходиться в стані «зупинка».

При зсуві клапана **ГР** в одне з крайніх положень нагнітаючий трубопровід підключається до трубопроводу, з'єднаному з однією з порожнин гідроциліндра переміщення водила укладальника (верхньою або нижньою – у залежності від напрямку зсуву клапана **ГР**), а зливальний трубопровід – до трубопроводу, з'єднаному з іншою порожниною гідроциліндра переміщення водила укладальника.

У трубопровід, з'єднаний з нижньою порожниною гідроциліндра переміщення водила укладальника (порожнина гідроциліндра, з якої відбувається видавлювання рідини при русі водила укладальника вниз), врізані паралельно включені: клапан тиску регульований зі зворотнім клапаном **КД** і дросель лінійний регульований зі зворотнім клапаном **ДР**. Дані клапани призначені для компенсації ваги водила і

вирівнювання швидкостей руху води нагору і вниз при однаковій заданій швидкості обертання шестеренчастого гідронасоса.

Клапан тиску **КД** призначений для вирівнювання швидкостей руху укладальника нагору і вниз при мінімальній швидкості руху води, дросель **ДР** – при максимальній швидкості руху води.

Зворотні клапани забезпечують вільне нагнітання рідини в нижню порожнину гідроциліндра переміщення води укладальника при русі укладальника нагору.

Основним, базовим вузлом електрогідропривода укладальника є вузол об'ємний насос-двигун. Вибір параметрів насоса й електродвигуна проводився на основі розробленого розрахунку, що приводиться у додатку В.2.

Як слідує з додатку В.2 тепловий баланс на швидкості $\omega_{\text{АД}}$ має вид:

$$\frac{M_{\text{АД}}}{M_{\text{АД}_\text{н}}} = \frac{\omega_{\text{АД}}}{\omega_{\text{АД}_\text{н}}} . \quad (4.1)$$

де $M_{\text{АД}}$ – момент на валу асинхронного електродвигуна; $M_{\text{АД}_\text{н}}$ – номінальний момент електродвигуна; $\omega_{\text{АД}}$ – швидкість обертання асинхронного двигуна; $\omega_{\text{АД}_\text{н}}$ – номінальна швидкість обертання двигуна.

Таким чином, для забезпечення теплового балансу на швидкості обертання $\omega_{\text{АД}}$ квазіномінальна потужність двигуна – $N_{\text{АД}_\text{н} \rightarrow \omega}$, і квазіномінальний момент на валові двигуна – $M_{\text{АД}_\text{н} \rightarrow \omega}$, можуть бути оцінені з виражень:

$$N_{\text{АД}_\text{н} \rightarrow \omega} = M_{\text{АД}} \cdot \omega_{\text{АД}} = M_{\text{АД}_\text{н}} \cdot \frac{\omega_{\text{АД}}^2}{\omega_{\text{АД}_\text{н}}} = N_{\text{АД}_\text{н}} \cdot \frac{\omega_{\text{АД}}}{\omega_{\text{АД}_\text{н}}} , \quad (4.2)$$

$$M_{\text{АД}_\text{н} \rightarrow \omega} = M_{\text{АД}_\text{н}} \cdot \frac{\omega_{\text{АД}}}{\omega_{\text{АД}_\text{н}}} , \quad (4.3)$$

Таким чином, зі зменшенням швидкості обертання електродвигуна квазіномінальний момент двигуна зменшується, тобто вибір потужності асинхронного електродвигуна насоса гідростанції повинен вибиратися по споживаній потужності при мінімальній швидкості переміщення води укладальника.

Приблизно потужність електродвигуна можна оцінити по формулах:

$$N_{\text{АД}_\text{н}} > N_{\text{н_пдв_min}} \cdot \frac{n_{\text{н_ном}}}{n_{\text{н_min}}}, \quad (4.4)$$

$$N_{\text{АД}_\text{н}} = K_{\text{з_эд}} \cdot N_{\text{н_пдв_min}} \cdot \frac{n_{\text{н_ном}}}{n_{\text{н_min}}} \quad (4.5)$$

де $K_{\text{з_эд}}$ – коефіцієнт запасу по потужності електродвигуна; $N_{\text{н_пдв_min}}$ – мінімальна потужність, яку необхідно підвести до насоса; $n_{\text{н_ном}}$ – номінальна швидкість обертання насоса; $n_{\text{н_min}}$ – мінімальна швидкість обертання насоса.

Більш точний розрахунок варто проводити, виходячи з даних вибраного двигуна за стандартною методикою теплового розрахунку двигуна.

Зважаючи на те, що максимальна швидкість руху укладальника визначається, в основному, максимальною швидкістю прокатки, яку може забезпечити устаткування сортової прокатної лінії, а мінімальна повинна припускати ще і принципову можливість прокатки на знижених швидкостях (наприклад – при прокатці спеціальних сталей і сплавів), можна рекомендувати вибір коефіцієнта запасу по витраті $K_{\text{з_р}} \approx 1,2$, а коефіцієнта запасу по потужності електродвигуна – $K_{\text{з_эд}} \approx 1,5$.

Таким чином запропоновано й обґрунтовано технічне рішення по плавному регулюванню швидкості переміщення водила укладальника на основі застосування для цих цілей електрогідропривода.

Показано, що вибір гідронасоса здійснюється по максимальній швидкості переміщення водила укладальника, швидкість обертання електродвигуна насоса – по номінальній частоті обертання насоса, а потужність електродвигуна насоса вибирається по мінімальній швидкості переміщення водила укладальника.

4.3 Розробка системи керування взаємозалежними системами ділянки моталок

Відповідно до прийнятої структури централізованого керування електромеханічними системами ділянки моталок була обрана структура технічних засобів системи (див. рис. 4.5).

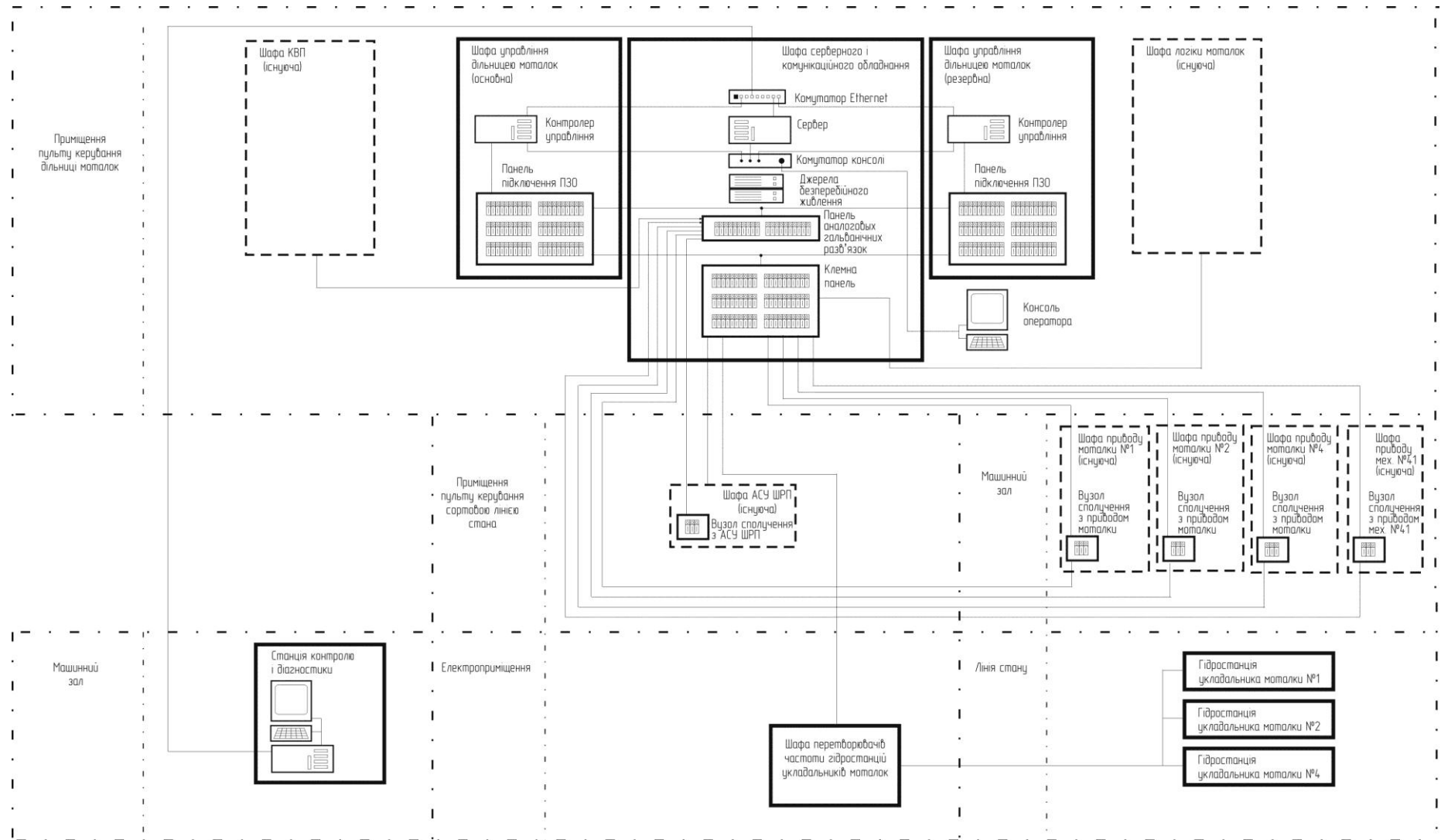


Рис. 4.5. Структурна схема комплексу технічних засобів керування системами ділянки моталок

Основні задачі по обробці сигналів технологічних датчиків, команд операторів і формуванню сигналів керування забезпечується шафами керування ділянкою моталок (основним і резервним), а введення/виведення сигналів і архівація сигналів і процесу керування здійснюється шафою серверного і комунікаційного устаткування (див. рис. 4.6), розміщеного на посту керування ділянки сортових моталок.



Рис. 4.6. Шафи керування ділянкою моталок (основна—зліва, резервна—справа) і шафа серверного и комунікаційного обладнання (в центрі)

Оперативне керування процесом змотування прокату здійснює оператор, використовуючи існуючі органи керування, а налаштування режиму роботи електромеханічних систем ділянки змотування прокату, безпосередньо зв'язаних технологічно, і контроль за їх роботою — за допомогою консолі системи керування взаємозалежними електромеханічними системами ділянки моталок, розміщеної безпосередньо на пульті (див. рис. 4.7).

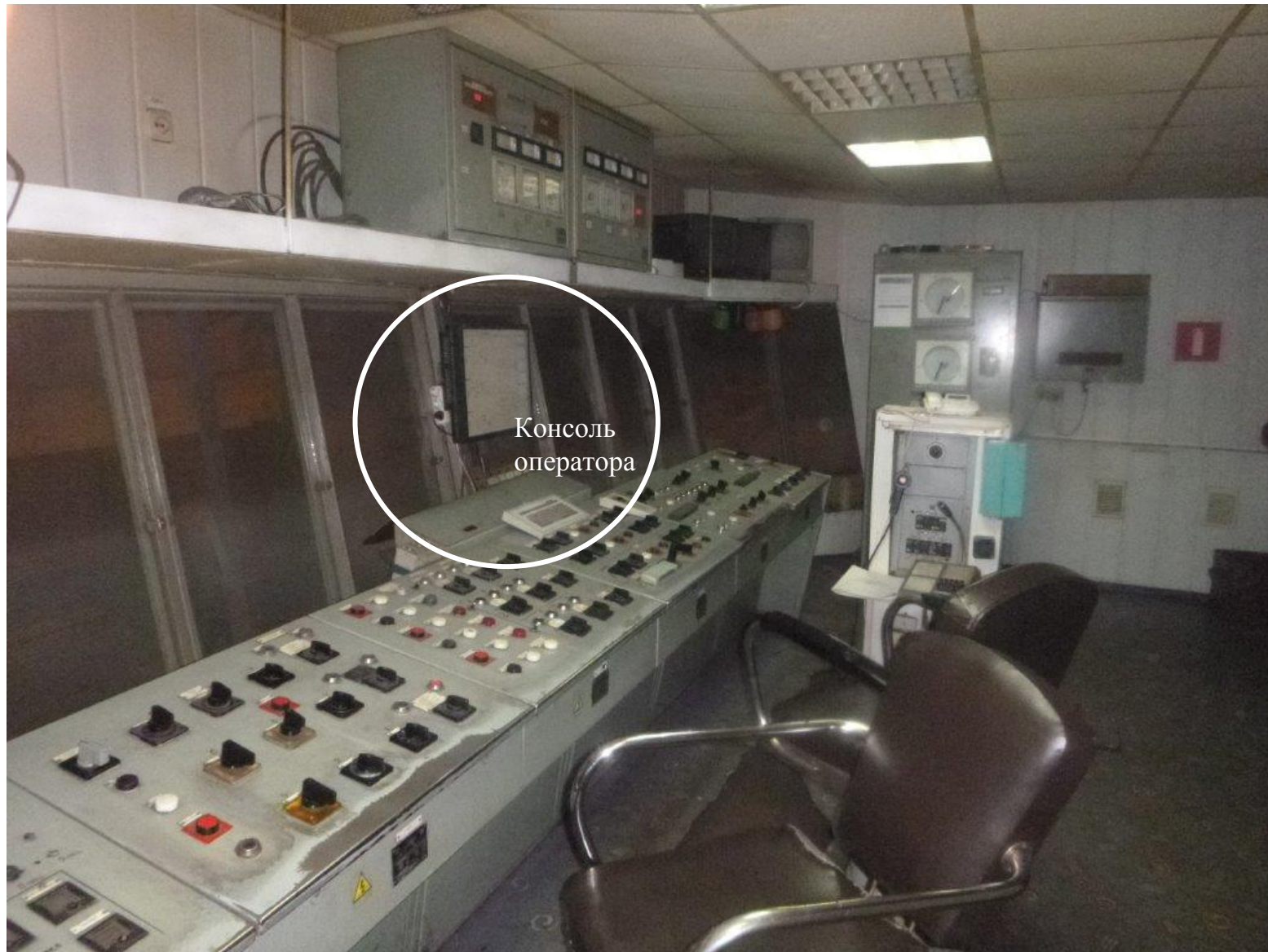


Рис. 4.7. Пульт керування ділянкою сортових моталок

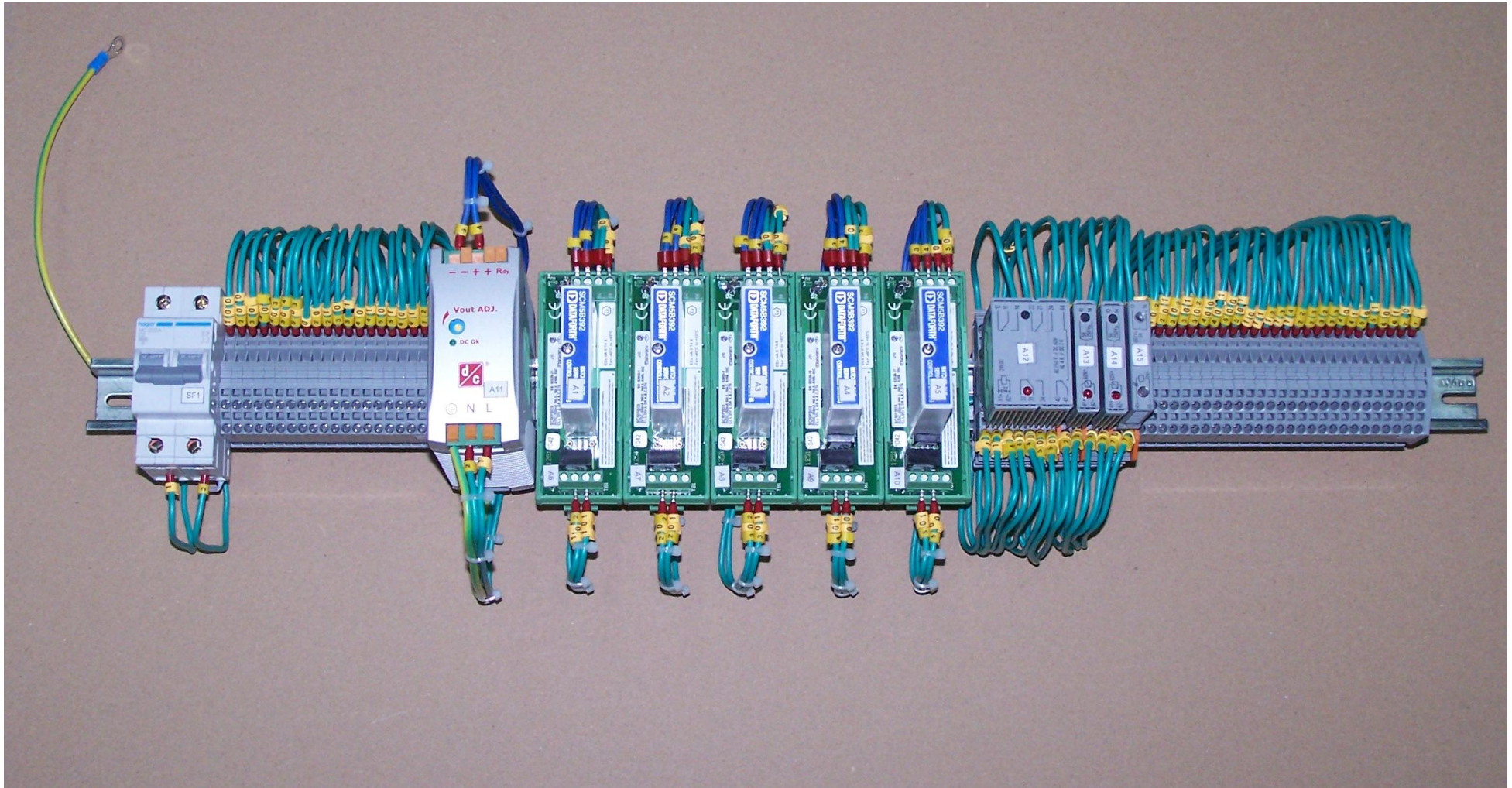


Рис. 4.8. Вузол сполучення з моталкою

Керування моталками здійснюється через відповідні вузли сполучення (див. рис.4.8), що вбудовуються в шафі керування моталками, а керування механізмами вертикального переміщення столів моталки, першими секціями крокуючих транспортерів, керування гідророзподільниками гідроприводів укладальників – через релейну шафу, що забезпечує необхідну потужність комутації дискретних сигналів керування (див. рис.4.9).

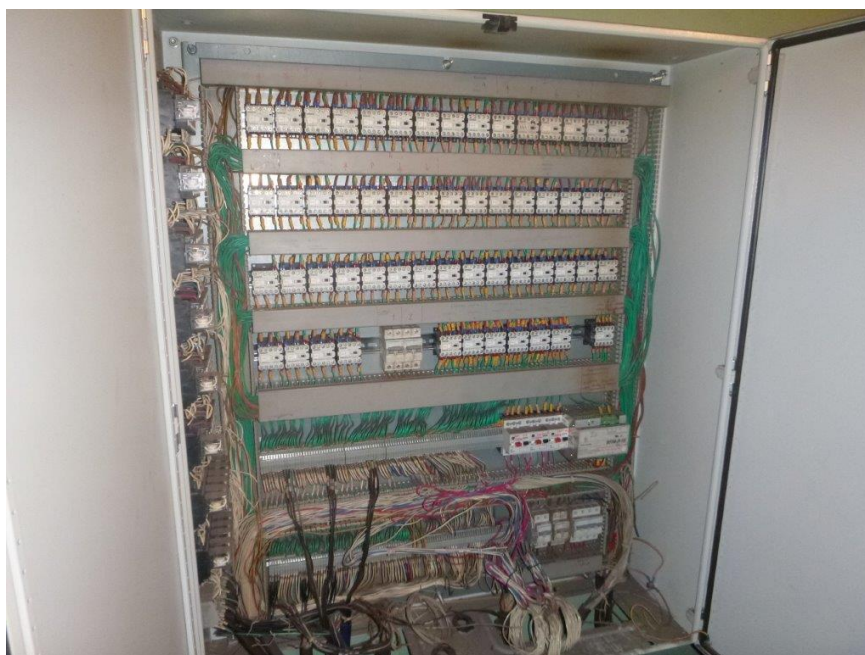


Рис. 4.9. Релейна шафа

Керування швидкістю переміщення укладальника здійснюється за рахунок регулювання швидкості обертання асинхронного двигуна електрогідропривода укладальника, що живиться від керованого перетворювача частоти (див. рис.4.10).

Гідростанція електрогідропривода укладальника приведена на рис.4.11.



Рис. 4.10. Шафа перетворювачів частоти
електрогідроприводів укладальників



Рис. 4.11. Гідростанція електрогідропривода укладальника

Взаємозв'язок складових частин системи по сигналах з місць установки датчиків і суміжних систем приведена на функціональній схемі автоматизації, представленої на рис. 4.12.

Фотооптичні датчики GT, встановлені в лінії прокатних клітей, і інкрементальні датчики швидкості обертання клітей ST призначені для контролю проходження переднього і заднього торців розкату заготовки через контрольні перетини стану. За даною інформацією здійснюється прогнозування довжини прокату і положення торців прокату в кожен сучасний момент часу. Дана інформація використовується для переключення режимів змотування прокату і переключення стрілок. Датчики швидкості обертання ST клітей №№ 20, 18, 16 (дані кліті є випускними для відповідних профілерозмірів прокату) призначені, також, для контролю швидкості руху прокату спрямованого на змотування.

Перед трайбапаратом (мех.41) у захисному кожусі (див. рис. 4.13) установлений фотооптичний датчик прогину GT (призначення – див. розд. 3).

Безпосередньо перед кожною моталкою встановлений контактний датчик наявності прокату GE, по якому контролюється входження прокату в моталку і завершення змотування прокату.

Укладальник оснащений індуктивними датчиками положення, що призначені для фіксації наступних положень водила укладальника: «нижнє», «преднижнє», «предверхнє», «верхнє». Датчики положення «нижнє», «преднижнє», установлені стаціонарно, а положення датчиків «предверхнє» і «верхнє» може регулюватися для одержання мотка необхідної, за умовами замовлення, висоти (див. рис.4.14).

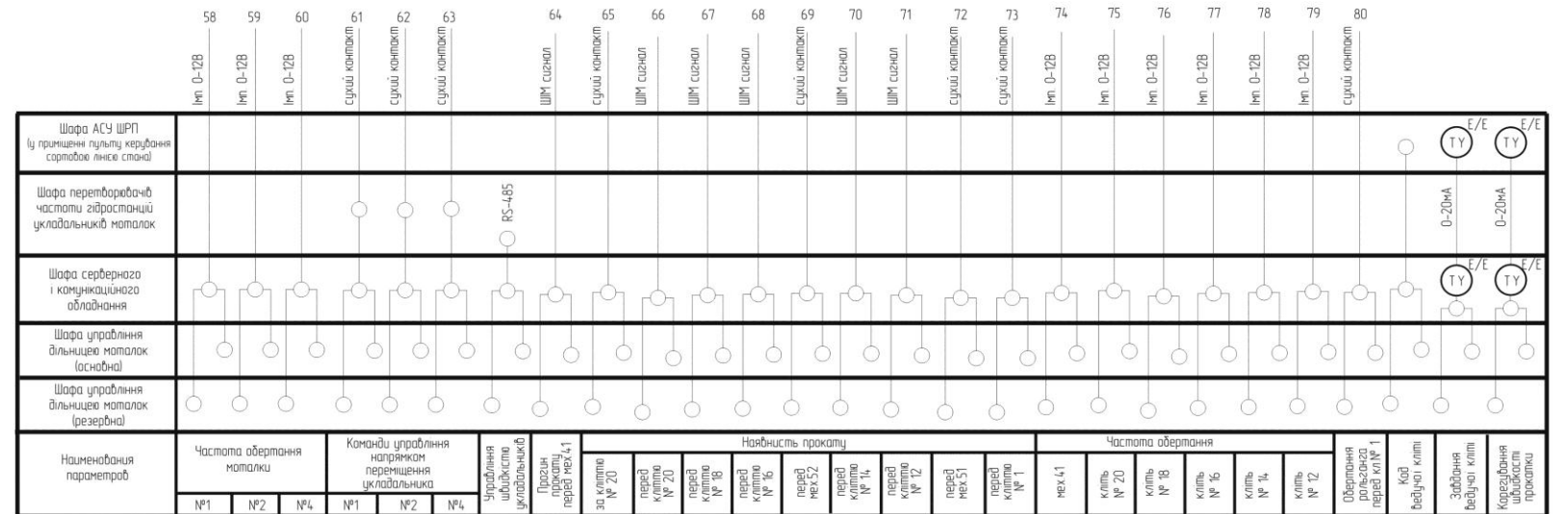
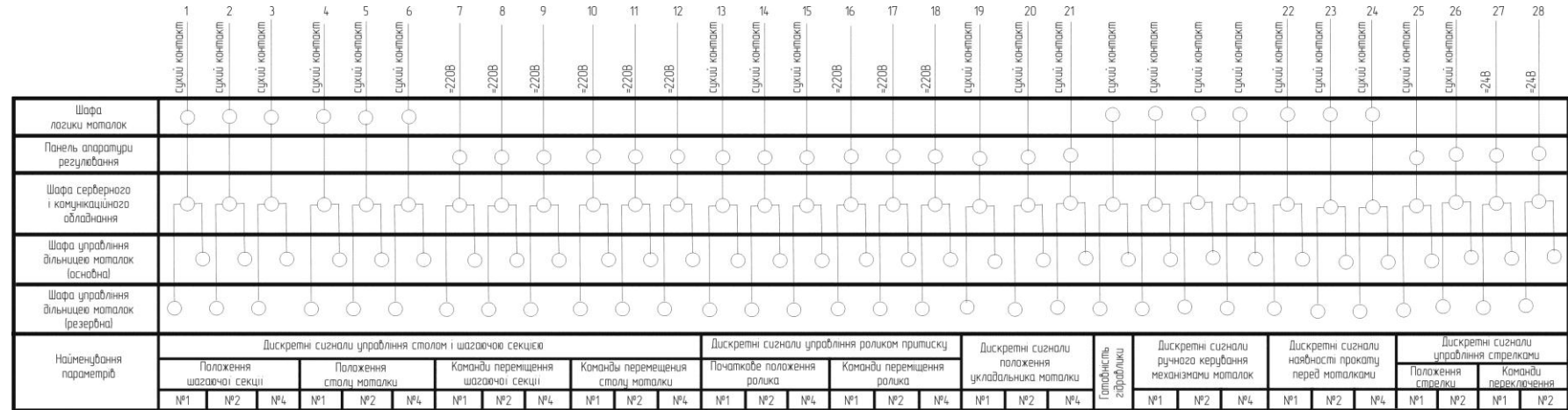


Рис. 4.12. Функціональна схема автоматизації ділянки сортових моталок дрібносоротно-дротового стану ДСДС

250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

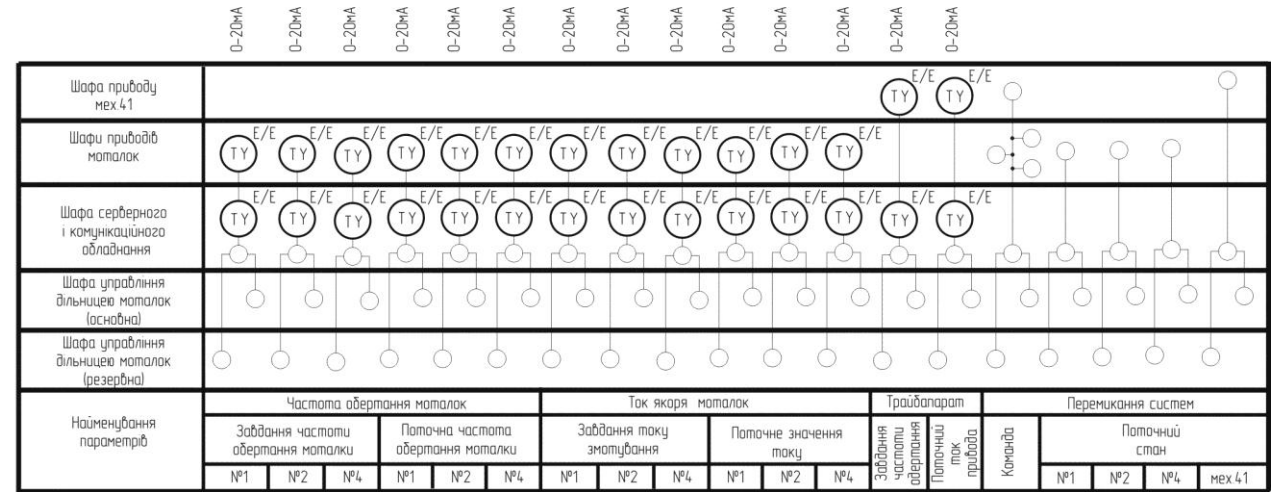
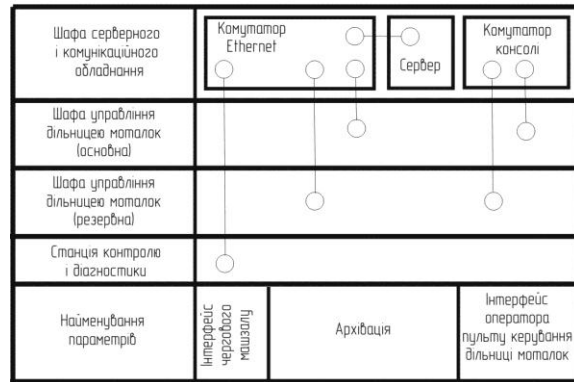


Рис. 4.12. Продовження

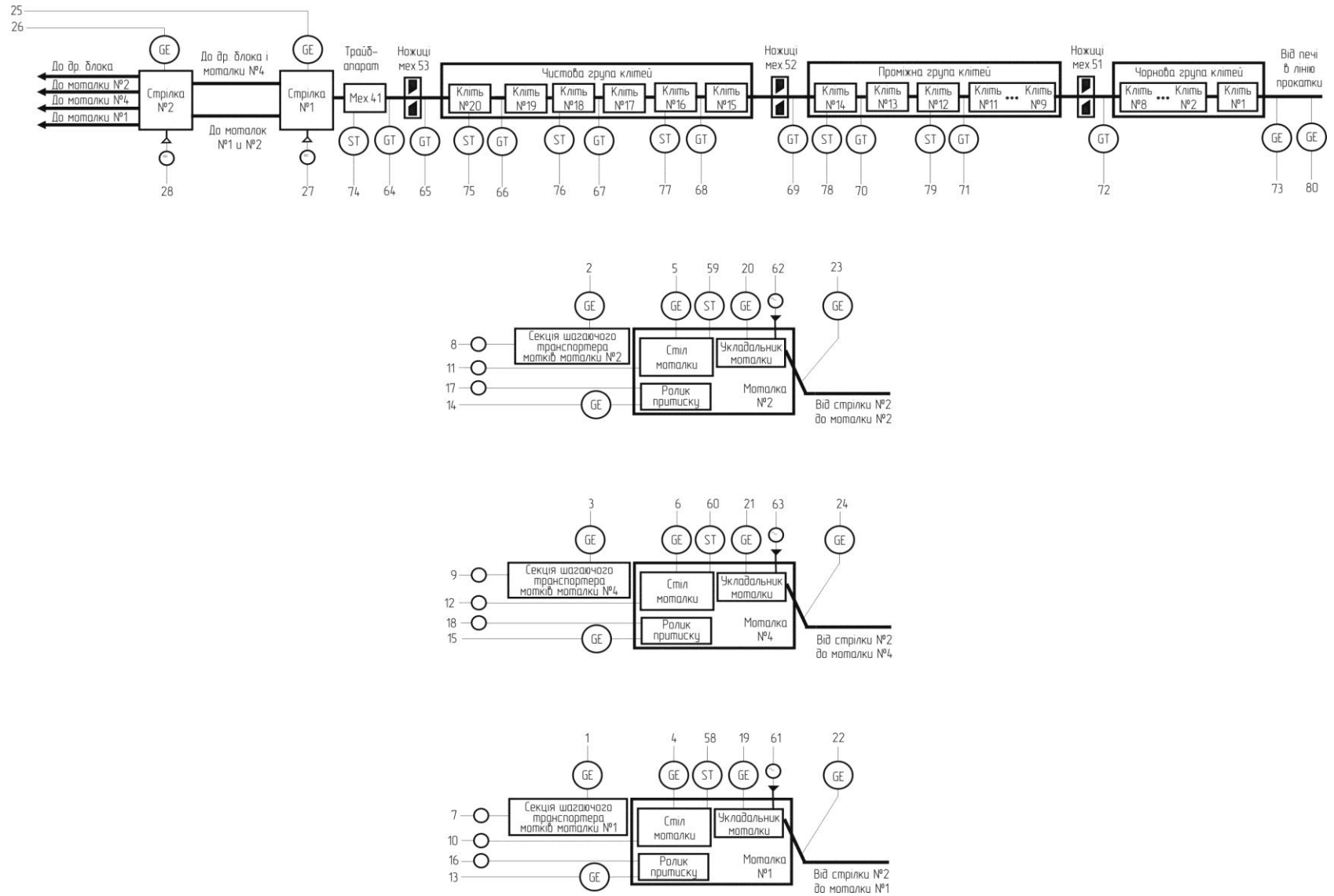


Рис. 4.12. Продовження



Рис. 4.13. Установка фотооптического датчика прогину перед трайбапаратом (мех.41)



Рис. 4.14. Індуктивні датчики положення водила укладальника

Датчики положення водила «переднижнє» і «передверхнє» разом з інкрементальним датчиком, установленим на електродвигуні моталки (див. рис.4.15) забезпечують реалізацію керування при переході до змотування нового шару, що забезпечує мінімізацію імовірності зриву крайнього витка (див. п.2.1).

Стіл моталки оснащений дискретними датчиками висоти підйому столу і дискретним датчиком радіального положення столу – «стіл у положенні знімання мотка».



Рис. 4.15. Установка інкрементального датчика на двигуні моталки

Перша секція крокуючого транспортера оснащена датчиками крайніх положень секцій. Разом з дискретними датчиками столу використовуються для реалізації логіки керування збирання мотка з моталки і відповідних блокувань.

У роботі системи по керуванню змотування прокату алгоритмічно виділяються п'ять фаз:

- «Готовність» – моталка «розкручується», і стіл обертається з частотою обертання захоплення прокату столом (див.п.2.1);
- «Захоплення» – впливає за фазою «Готовність», а швидкість обертання столу моталки змінюються відповідно до закономірностей, описаних в п.2.1;
- «Змотування» – впливає за фазою «Захоплення», моталка переходить з режиму стабілізації заданої швидкості обертання в режим стабілізації струму якоря і реалізації технічних рішень, отриманих у главі 4 і п.2.2;
- «Примотка» – впливає за фазою «Змотування» і починається з моменту виходу заднього торця прокату з випускної кліті, моталка переходить у режим стабілізації швидкості обертання на рівні, що відповідає значенню фактичної швидкості обертання на момент виходу прокату з випускної кліті;
- «Збирання» – впливає за фазою «Примотка» і починається з моменту виходу прокату з - під датчика наявності прокату перед моталкою. По завершенню фази «Примотка» починається фаза «Готовність».

Експлуатація системи керування з 2012р. підтвердила правильність і ефективність запропонованих у роботі науково-технічних рішень по керуванню

взаємозалежними електромеханічними системами, які безпосередньо беруть участь у змотуванні сортового прокату моталками типу Гаррета.

Висновки до розділу 4

У результаті розробки і впровадження системи керування взаємозалежними механізмами ділянки змотування сортового прокату встановлене наступне:

- система керування взаємозалежними механізмами ділянки змотування сортового прокату повинне реалізовуватися як централізована система керування, що формує уставки і дискретний команди для локальних систем керування окремими механізмами, що беруть участь у змотуванні сортового прокату;

- для забезпечення плавного регулювання швидкості переміщення водила укладальника в широкому діапазоні швидкостей раціональним науково-технічним рішенням є застосування електрогідропривода з гідронасосом об'ємної дії, що приводиться в обертання асинхронним двигуном з векторним регулюванням швидкості обертання;

- вирівнювання швидкостей руху водила нагору і вниз при однаковій частоті обертання електродвигуна насоса забезпечується врізанням у трубопровід, з'єднаний з нижньою порожниною гідроциліндра паралельно включених: регульованого клапана тиску і лінійного регульованого дроселя зі зворотніми клапанами. Настроюванням клапана тиску забезпечується вирівнювання швидкостей руху укладальника нагору і вниз при мінімальній швидкості руху водила, дроселем – при максимальній швидкості руху водила, а зворотні клапани забезпечують вільне нагнітання масла в нижню порожнину гідроциліндра при русі водила укладальника нагору;

- насос електрогідропривода укладальника повинен вибиратися виходячи з забезпечення максимальної швидкості переміщення водила, а потужність електродвигуна – по забезпеченню його тривалої роботи при мінімальній швидкості руху водила;

- промислова експлуатація системи керування взаємозалежними механізмами ділянки змотування сортового прокату підтвердила коректність і ефективність отриманих у роботі науково-технічних результатів.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішене актуальне наукове завдання розробки моделей, методів і системи автоматизації процесів керування при змотуванні сортового прокату на основі нових законів керування, в яких встановлено, що швидкість обертання стола моталки в момент захоплення прокату змінюється в функції довжини прокату, а завершення процесу захоплення ідентифікується при появі статичного струму навантаження моталки, рівного заданому значенню струму змотування, а включення контуру стабілізації прогину прокату шляхом регулювання швидкості випускної кліті при переході до намотування нового шару прокату і його відключення при досягненні прогину прокату заданої величини, забезпечує усунення локального утягнення профілю прокату в валках випускної кліті, що забезпечує підвищення якості сортового прокату в мотках.

Наукові положення і науково-технічні рішення з керування взаємозалежними системами, що забезпечують намотування прокату моталками типу Гаррета, підтверджені експлуатацією відповідної системи керування, впровадженої на дрібносоротно-дротовому стані ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

Отримано наступні наукові результати:

1) удосконалено закономірності керованої зміни швидкості обертання столу моталки при захопленні прокату за рахунок створення математичної моделі взаємодії прокату зі столом і барабаном моталки під час захоплення прокату моталкою на основі методів теорії спротиву матеріалів, які забезпечують надійне захоплення прокату моталкою та своєчасний перехід до режиму змотування прокату з натягом із запобіганням ривків натягу і локального утягування профілю прокату;

2) вперше обґрунтовано закон керування укладальником, шляхом застосування розрахунку за встановленою залежністю, який полягає у зміщенні точки (висоти) реверсу укладальника поточного шару відносно точки реверса укладальника попереднього шару на відповідну величину, що на відміну від відомих законів, дозволяє запобігти зриву крайніх витків при відсутності реборд та пов'язане з цим явище ривків натягу і локального утягування профілю прокату;

3) уточнено, що включення контуру стабілізації прогину прокату шляхом регулювання швидкості випускної кліті при переході до намотування нового шару прокату і його відключення при досягненні прогину прокату заданої величини, забезпечує усунення локального утягнення профілю прокату в валках випускної кліті шляхом скорочення часу узгодження швидкості прокату на виході з кліті зі швидкістю більш ніж на 50%.

4) підтверджено умови за яких підвищення швидкості обертання столу моталки безпосередньо після початку захоплення прокату столом моталки до рівня співпадання швидкості поверхні барабана моталки і прокату безпосередньо після початку захоплення прокату столом моталки та ідентифікація моменту завершення захоплення прокату моталкою по статичному струму навантаження моталки, що дорівнює заданому струму змотування – забезпечують надійне захоплення прокату моталкою та своєчасний перехід до режиму змотування прокату з натягом;

5) набув подальшого розвитку науковий підхід до автоматичного керування моментом реверсу укладальника, який забезпечує зміщення точки прилягання поточного шару відносно моменту реверса укладальника при змотуванні попереднього шару на величину, яка розраховується за залежністю, що встановлена, запобігає зриву крайніх витків при змотуванні прокату на моталці типу Гаррета;

6) на основі врахування необхідного зусилля і деформації поверхні прокату при його транспортуванні встановлено, що вдосконалення контролю якісного струму і швидкості обертання трайбапарату забезпечує повну параметричну ідентифікацію режиму транспортування прокату, що дає можливість підвищити точність настройки даного режиму і зменшити коефіцієнт випередження трайбапарата з 10-15 % до 5 %.

Цільова спрямованість дослідження дозволила одержати наступні практичні результати:

1) створено систему керування взаємозалежними системами механізмів ділянки змотування сортового прокату для дрібносоротно-дротового стану ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», що дозволяє запобігти ривкам натягу і локального утягування профілю прокату при його змотуванні за для отримання

сортового прокату з точністю розмірів його перетину, що відповідають класам точності A1, AO1;

2) обґрунтовано науково-технічні рішення і розроблено систему керування укладальником, що забезпечує плавне регулювання швидкості його переміщення у всьому робочому діапазоні швидкостей;

3) методики, алгоритми та програмне забезпечення з дисертації використовуються у навчальному процесі у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автоматизация непрерывных мелкосортных станов. / [Праздников А.В., Егоров В.С., Гринберг С.Д. и др.]. - М.: Металлургия, 1975. – 216с.
2. Альшиц В.М. Анализ методов компенсации динамичных возмущений в системах регулирования натяжения / В.М. Альшиц // Новое в проектировании промышленных электроустановок.- Труды института Тяжпромэлектропроект, вып.2. – 1975. – С.135-142.
3. Альшиц В.М. Исследование динамики и разработки систем управления электроприводами моталок широкополосных станов: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук: спец.05.09.03/ В.М. Альшиц.– Свердловск, 1971. – 24с.
4. Аркадьев В. Ю. Разработка и исследование электропривода моталки Гаррета сортопрокатного стана по системе ТП-Д: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук: спец.05.09.03 / В. Ю. Аркадьев [Моск. энергет. ин-т]. – М., 1991. – 20 с.
5. Архангельский В.П. Системы реверсивных электроприводов / В.П. Архангельский.- К.: «Техника», 1972. – 411с.
6. А.с. 1104632 СССР, МПК В 21 В35/00. Многодвигательный электропривод / В.Н. Куваев, В.И. Стахно, А.П. Егоров.- опубл. 23.07.84. Бюл. №27.
7. А.с. 1159114 СССР, МПК В 21 В35/00. Многодвигательный электропривод / В.Н. Куваев.- опубл. 30.05.85. Бюл. №20.
8. Ассер Я.И. Настройка непрерывных проволочных и мелкосортных станов / Ассер Я.И., Шапиро М.М., Шейман Э.Л. .- М.: Металлургия, 1966. – 112с.
9. Арматурный прокат для железобетонных конструкций и изделий: Справочное пособие // Кривой Рог: СП «Мира», 2003. – 115с.
10. Арматурная сталь. Марки, характеристики, маркировки : DIN 488-1-2009– [Введен в действие 2009-08-01]. – М.: Стандартиформ, 2009. – 20 с. - (Национальный стандарт Германии).

11. А.С. 740335 (СССР) Устройство для регулирования натяжения на моталке мелкосортного стана / Браудо Д.Л., Стахно В.И., Шпитько В.Д. и др. – Оpubл. Б.И., 1980, № 22.
12. А.С. 835559 (СССР) Способ намотки мелкосортного проката в бунты / Левченко Л.Н., Машкин Л.Ф., Ступка А.Г., Браудо Д.Л. и др. – Оpubл. Б.И., 1981, №21.
13. А.С. 768520 (СССР) Моталка для намотки проката с натяжением / Левченко Л.Н., Касьяненко В.Г., Машкин Л.Ф. Браудо Д.Л. и др. – Оpubл. Б.И. 1980, №37.
14. А.С. 751462 (СССР) Устройство для регулирования натяжения на моталке / Евсеев А.И., Шепелев В.К., Браудо Д.Л. и др.- Оpubл. Б.И. , 1980, №28.
15. А.С. 691223 (СССР) Устройство для регулирования натяжения на моталке мелкосортного стана / Браудо Д.Л., Стахно В.И., Шпитько В.Д. и др. – Оpubл. Б.И. , 1979, №38.
16. . А.С. 694242 (СССР) Устройство для регулирования натяжения на моталке / Браудо Д.Л., Шпитько В.Д., Ступка А.Г. и др. – Оpubл. Б.И., 1974 №40.
17. Баур К. Применения ЭВМ для управления проволочными и мелкосортными станами/ К. Баур // Черные металлы. – 1982. – №18. – С.11-15.
18. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев: -9-еизд.- М.: «Государственное изд-во технико-теоретической литературы », 1954. – 856с.
19. Бригиневи́ч Б.В. Автоматическое управление электроприводами моталок в прокатных станах / Б.В., Бригиневи́ч, А.И. Зевакин.- М.: Энергия, 1978. – 144с.
20. Борцов Ю.А., Юнгер И.Б. Автоматические системы с разрывным управлением. Л.: Энергоатомиздат, Ленингр.отд-ние, 1998. 168 с.
21. Браудо Д.Л. Совершенствование автоматизированного электропривода моталок непрерывных мелкосортных станов с целью повышения их технико-экономических показателей: дис. на соскание на соискание научной степени канд. техн. наук: / Д.Л. Браудо.- Дн-ск, 1982. – 199с.
22. Бычков В.П. Электропривод и автоматизация металлургического производства / В.П. Бычков.- М.: «Высшая школа», 1966. – 479с.

23. Буравлев И.Б. Математические модели и алгоритмы комбинированных процессов волочения / И.Б. Буравлев. – Донецк: Редакционно-издательский отдел, 1995. – 57 с.
24. Бочков Н.Г. Производство качественного металла на современных сортовых станах / Н.Г. Бочков. – М.: Металлургия, 1988. – 312 с.
25. Валдырев А.С. Разработка, исследование и внедрение системы автоматического управления скоростными режимами стана холодной прокатки полосы: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук: спец.05.09.03 / А.С. Валдырев.– М.: ВНИИМЕТМАШ, 1981. – 25с.
26. Выдрин В.Н. Процесс непрерывной прокатки / Выдрин В.Н., Федосиенко А.С., Крайнов В.И. – М.: Металлургия, 1970. – 456 с.
27. Высокопрочная арматурная сталь. / [Кугушин А.Л., Узлов И.Г., Калмыков В.В. и др.].- М.: Металлургия, 1986. – 272 с.
28. Вироби гарячекатані з конструкційної сталі. Частина 2. Технічні умови постачання нелегованих конструкційних сталей. (EN 10025-2:2004, IDT) : ДСТУ EN 10025-2:2007. [Чинний від 2007-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – 30 с.- (Національний стандарт України).
29. Вильнер Я.М.Справочное пособие по гидравлике, пневмомашинам и гидроприводам/ Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б., под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высшая школа, 1976. – 416с.
30. Гарнов В.К. Унифицированные системы автоуправления электроприводом в металлургии / Гарнов В.К., Рабинович В.Б., Крайнов В.И. – М.: Металлургия., 1971. – 216с.
31. Гудехус Х. Расчет динамических нагрузок на детали приводов станов горячей прокатки с применением ЭВМ / Х. Гудехус // Черные металлы, 1983. – №14. – С.8-14.
32. Горбанев А.А. Теоретические и технологические основы высокоскоростной прокатки катанки / [А.А. Горбачев, С.М. Жучков, В.В. Филиппов и др.]. – Минск: Вышейшая школа, 2003. – 287 с.

33. Гарячекатані круглі сталеві прутки загального призначення - Розміри та допуски на форму та розміри. (EN 10060:2003, IDT) : ДСТУ EN 10060:2014. [Чинний від 2014-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2013. – 12 с.- (Національний стандарт України).

34. Дедек В. Полосовая сталь для глубокой вытяжки / В. Дедек. – М.: Металлургия, 1970.- 186 с.

35. Демченко А.Т. Ремонт механического оборудования мелкосортных и проволочных станов / А.Т. Демченко, П.Ф. Даценко .- М.: Металлургия,1978. – 216с.

36. Динамика трехкратно интегрирующей системы подчиненного регулирования системы подчиненного регулирования привода постоянного тока / Е.Г. Миткевич, Е.А. Церазова, А.П. Цаллагов, Д.С. Ямпольский // Электричество. – 1981. – №1. – С.26-32.

37. Дружинин Н.Н. Непрерывные станы как объект автоматизации / Н.Н. Дружинин.- М.: Металлургия, 1967. – 259с.

38. Егоров А.П. Совершенствование системы автоматического управления многосвязными электроприводами группы клеток при прокатке с петлерегулированием : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук.: спец.05.16.05 / А.П. Егоров. – Днепропетровск, Днепропетровский горный ин-т, 1982. – 20с.

39. Ёльштёттер Г., Еккель И. Влияние продольного натяжения при непрерывной прокатке на форму и размеры сортового проката // Черные металлы. – 1992. – №4. – С.50-58.

40. Зильберблат М.Э. Об интегральном показателе качества систем регулирования скорости для взаимосвязанных электроприводов / М.Э. Зильберблат // Электричество. – 1971. – №6. – С.39-43.

41. Исследование и освоение режимов прокатки на стане 250-6 с целью обеспечения производства проката повышенной точности: отчет о НИР; рук. Л.Н. Левченко.- ГР 80005443. – Днепропетровский металлургический институт.– Днепропетровск, 1980. – 60с.

42. Исследование и освоение режимов прокатки и смотки бунтов массой до 2 тонн на непрерывном мелкосортном стане 250-6: отчет о НИР; рук. Л.Н. Левченко.- ГР. 780039059.- Днепропетровский металлургический институт.- Днепропетровск, 1979. – 95с.

43. Исследование и освоение средств и систем автоматизации технологических процессов на стане 250-6 Криворожского металлургического завода : отчет о НИР; рук. В.И. Стахно.- инв. № 6808923 .– Днепропетровск. НИИАчермет, 1979. – 165с.

44. Исследование эксплуатационной надежности моталок мелкосортного стана / [Касьяненко В.Г., Левченко Л.Н., Машкин Л.Ф. и др.]; в кн. «Металлургическое машиноведение и ремонт оборудования».- М.: Металлургия, 1979. – №8.- С.24-26.

45. Королев А.А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов /А.А. Королев.- М.: Металлургия, 1987. – 480с.

46. Коротенко Л.М. К вопросу колебаний рабочего тела непрерывных поточных и конвейерных линий / Л.М., Коротенко, В.Н. Куваев // Науковий вісник Національної гірничої академії України. – 1999. – №3. – С.85-87.

47. Куваев В.Н. Аналитическое решение задачи оптимального управления объектами со слабыми связями типа непрерывной поточной линии / В.Н. Куваев // Науковий вісник Національної гірничої академії України. – 1998. – №3. – С.83-87.

48. Куваев В.Н. Система управления режимом непрерывной прокатки мелкосортной группы клетей стана 350/250 АО«Электросталь» / В.Н. Куваев, И.В. Политов, В.А. Чигринский // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 1998. – №4. – С.87-91.

49. Куваев В.Н. Идентификация межклетевых усилий при непрерывной прокатке по статическому моменту нагрузки электроприводов клетей // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2010. – №7-8. С.77-81.

50. Куваев В.Н. Повышение точности настройки скоростного режима прокатки при оценке межклетевых усилий по току электропривода клетки. // Сб.науч. трудов НГА Украины №11, том 2 // Днепропетровск: РИК НГА Украины, 2001, с.209-213

51. Кузьменко А.Г. Производство мерного проката на непрерывных мелкосортных станах / А.Г. Кузьменко. - М.: Металлургия, 1997. – 310 с.
52. Крагельский И.В. Коэффициенты трения. Справочное пособие / И.В. Крагельский, И.В. Виноградова.- М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1955. – 188с.
53. Краткий физико-технический справочник; под общ. ред. К.П. Яковлева, т.2. – М.: Физматгиз, 1960. – 412с.
54. Коковихин Ю.И. Технология сталепроволочного производства: Учебник / Ю.И. Коковихин. – К.: Техніка, 1995. – 608 с.
55. Сквозная технология производства бунтового проката из стали 80P / В.М. Колокольцев, М.В. Чукин, В.А. Бигеев, А.Б. Сычков // Бюл. "Черная металлургия" ОАО "Черметинформация". – 2013. – № 12. – С. 39–42.
56. Катанка з нелегованої сталі для волочіння та (або) холодного прокатування. Частина 1. Загальні вимоги (EN 10016-1:1994, IDT) : ДСТУ EN 10016-1:2006. [Чинний від 2006-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 8 с. – (Національний стандарт України).
57. Ключев В.И. Теория электропривода: Учебник для вузов / В.И. Ключев.- М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560с.
58. Карпинский Ю.П., Костюченко М.И., Куваев В.Н. Опыт использования системы АСРП-И для автоматической стабилизации режима двухручьевого прокатки-разделения арматурной стали // В сб.науч.тр-ов Ин-та черной металлургии НАН Украины: «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии» / вып.3 // К.: Наукова думка, 1999, С.344-349
59. Улучшение работы моталок мелкосортного стана 250-6 / Левченко Л.Н., Касьяненко В.Г., Машкин Л.Ф. [и др.] // Металлург. – 1981. – № 6.- С. 33-34.
60. Литвин А.В. Метод определения критических углов девиации при намотке с натяжением мелкосортного прутка на гладкий барабан моталки / А.В. -Литвин // Труды Днепропетровского института черной металлургии Т.ХХVII «Модернизация и автоматизация оборудования прокатных станов».- М.: Металлургия, 1967. – С.138-143.

61. Луценко В.А. Влияние компоновки оборудования высокоскоростного проволочного стана на качественные характеристики высокоуглеродистой катанки / В.А. Луценко, П.В. Токмаков, В.Г. Раздобреев [и др.] // Metallurgical and Mining Industry. – 2011. – №7. – С. 166–169.
62. Мадатян С.А. Арматура железобетонных конструкций / С.А. Мадатян. – М.: Воентехлит. – 2000. – 256 с.
63. Матвеев Б.Н. Методы повышения качества сорта и катанки // Производство проката. – 2001. – №1. – С.40-47.
64. Матвеев Б.Н. Некоторые особенности современных мелкосортных станов / Б.Н. Матвеев // Сталь. – 1998. – №6. – С.35-41.
65. Матвеев Б.Н. Новое в производстве балок и сортовых профилей / Б.Н. Матвеев // Сталь. – 1999. – №3. – С.35-40.
66. Мирер А.Г. Влияние эксцентриситета опорных валков на толщину полосы и межклетевые натяжения при непрерывной холодной прокатке/ А.Г. Мирер // Научные труды ВНИИМетмаш. – 1963. – №10. – С.92-112.
67. Моделирование процесса охлаждения мотка сортового проката / В.Н. Куваев, В.А. Чигринский, Д.А. Иванов, И.В. [и др.] // Обработка материалов давлением: Сб. науч. тр.-ов. – 2008. – №1(19) – С.99-104.
68. Морозов Д.П. К вопросу о натяжении в станах холодной прокатки/ Д.П. Морозов // Вестник электропромышленности – 1942. – №7,8. – С.35-42.
69. Никитина Л.А. Перспективные технологии, используемые в производстве прутков и катанки за рубежом/ Л.А., Никитина Б.Н. Матвеев // Черная металлургия. – 2003. – №3. – С.36-44.
70. Недогибченко А.И. Эффективный арматурный прокат в мотках класса В500 для железобетонных конструкций / А.И. Недогибченко, С.А. Матюхов, С.А. Вильдяйкин [и др.] // Метиз. – 2012. – № 11. – С. 19-21.
71. Оратовский Е.Л. Прокатное оборудование для мини-заводов за рубежом / Е.Л. Оратовский, А.Н. Никулин // Черная металлургия. – 1984. – №20. – С.26-37.

72. Освоение системы управления скоростным режимом прокатки в линии стана 350/250. / В.И. Калинин, М.Е. Кофман, В.Ф. Веселов[и др.] // Сталь. – 2003. – №2 – С.59-62.

73. Пат. 63426 А Україна, МКИ В21С47/00. Спосіб регулювання натягу на моталці дрібносортового стану / Бабенко М.А., Карпинський Ю.П., Кекух А.В., Козуненко А.Г., Куваєв В.М., Політов І.В., Скляр О.В., Чигринський В.О., Шеремет В.О., Щур В.А.; заявник и патентоутримувач Національний гірничий університет – №2003043472; заявлено 14.04.2003; опубл. 15.12.2003, Бюл.№12.

74. Пат. 62698 А Україна, МКИ В21С47/00. Спосіб намотування дрібносортового прокату в бунти / Бабенко М.А., Карпинський Ю.П., Кекух А.В., Козуненко А.Г., Куваєв В.М., Політов І.В., Скляр О.В., Чигринський В.О., Шеремет В.О., Щур В.А.; заявник и патентоутримувач Національний гірничий університет – №2003054073; заявлено 06.05.2003; опубл. 15.12.2003, Бюл.№12.

75. Повышение точности непрерывной прокатки мелкосортного металла автоматической стабилизацией режима прокатки. / С.Д. Гринберг, В.В. Гетманец, Ю.П. Карпинский [и др.]// Сталь. – 1983. – №7. –С. 639-641.

76. Почтовенко Ю.Е. К вопросу геометрии многослойной навивки канатов на цилиндрические барабаны шахтных подъемных машин / Ю.Е. Почтовенко // Труды Харьковского горного института, т.5. // Изд-во ХГУ – Харьков: 1958. – С. 271-282.

77. Прокатка на мелкосортных станах /[Чекмарев А.П., Гречко В.П, Гетманец В.В., Ховрин В.В.].- М.: Металлургия, 1967. – 364с.

78. Прокатные станы. Справочник в 3-х томах. Т. 2. Средне-, мелкосортные и специальные станы / [В.Г. Антипин, С.В. Тимофеев, Д.К. Нестеров и др.].- 2-е изд., перераб. и допол. – М.: Металлургия, 1992. – 496 с.

79. Прокатные станы. Справочник в 3-х томах. Т. 2. Средне-, мелкосортные и специальные станы / [В.Г. Антипин, С.В. Тимофеев, Д.К. Нестеров и др.].- 2-е изд., перераб. и допол. – М.: Металлургия, 1992. – 496 с.

80. . Прохоров А.И., Бобров Л.И. Современные конструкции петлевых устройств сортопрокатных станов. – Металлургическое оборудование.: Обзорная информация/ М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1984, вып.1. – 30с.

81. Проволочный прокатный стан ENSIDESA: новая концепция регулирования петли для многониточных прокатных станов с использованием ЭВМ в качестве управляющей системы улучшает надежность в работе. – IDEAS FOR STEEL / Проспект SIMENS, 12827 PA 5850.4. – 12с.

82. Пустыльник М.П. Динамика взаимодействия приводов клетей непрерывных сортовых станов через прокатываемый металл / М.П. Пустыльник, В.Н. Куваев, А.П. Егоров // Динамические режимы работы электрических машин и электроприводов; Всесоюзная научно-техническая конференция: тезисы докладов, часть 2.- Днепропетровск, 1985.- с.143.

83. Пиотровский Л.М. Электрические машины/ Л.М. Пиотровский.– Л.-М.:Госэнергоиздат, 1949. – 528с.

84. Прокат стальной горячекатаный круглый. Сортамент. (EN 10060:2003, NEQ) : ГОСТ 2590-2006. – [Введен в действие 2009-07-01]. – М.: Стандартинформ, 2008. – 10 с. – (Межгосударственный стандарт).

85. Прутки, штаби та мотки з інструментальної нелегованої сталі. Загальні технічні умови. : ДСТУ 3833-98 (ГОСТ 1435-99). – [Чинний від 2001-01-01]. – К.: Держстандарт України, 2000. – 25 с. – (Державний стандарт України – Міждержавний стандарт).

86. Прокат із якісної конструкційної нелегованої та легованої сталі для холодного видавлювання та висаджування. Технічні умови. : ДСТУ 3684-98. – [Чинний від 2006-10-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1998. – 29 с. – (Національний стандарт України).

87. Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия : ГОСТ 14959-79. – [Введен в действие 1981-01-01]. – М.: Стандартинформ, 2006. – 15 с. – (Межгосударственный стандарт).

88. Прокат арматурний для залізобетонних конструкцій. Загальні технічні умови (ISO 6935-2:1991, NEQ) : ДСТУ 3760:2006. – [Чинний від 2007-10-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2007. – 28 с. – (Національний стандарт України).

89. Прокат периодического профиля из арматурной стали. Технические условия. (ISO 6935-2) : СТО АСЧМ 7-93. – [Введен в действие 1994-01-01]. – М.:

Ассоциация «Черметстандарт», 2007. – 18 с. – (Стандарт ассоциации предприятий и организаций по стандартизации продукции черной металлургии).

90. Прокат круглого гладкого профиля из арматурной стали. Технические условия. (ISO 6935-1) : СТО АСЧМ 8-93. – [Введен в действие 1994-01-01]. – М.: Ассоциация «Черметстандарт», 1993. – 16 с. – (Стандарт ассоциации предприятий и организаций по стандартизации продукции черной металлургии).

91. Куваев В.Н. Развитие научных основ автоматизации процессов производства арматурного проката: дис. д-ра техн. наук / Куваев В.Н. , Днепропетровск, 2006. – 373с.

92. Роде В. Выбор параметров и конструктивное исполнение приводов крупных прокатных станов / Роде В., Штельбринк Ю. // Черные металлы. – 1981. – №14. – С.40-49.

93. Ромашкевич Л.Ф. Система автоматического регулирования натяжения полосы на широкополосных станах горячей прокатки за рубежом. – М.: Черметинформация, 1979, серия 15, выпуск №4, 18 с.

94. Ронин Я.П. Автоматическое регулирование натяжения полосы на моталках станов холодной прокатки / Я.П. Ронин.- М.: Металлургия, 1970. – 149с.

95. Регистратор «Визир». СЕМИОЛ Режим доступа: [www/URL – http://www.semiol.dp.ua/rus/produkty-i-resheniya/registrator-vizir/](http://www.semiol.dp.ua/rus/produkty-i-resheniya/registrator-vizir/) – 26.05.2015 г. –Загл. – с экрана.

96. Семененко Ю.Л. Машины для правки проката / Ю.Л. Семененко.– М.: Metallurgizdat, 1961. – 208с.

97. Сергеев А.С. Современные направления автоматизации мелкосортных и проволочных станов / А.С. Сергеев // Автоматизация металлургического производства. Обзорная информация. вып.5.- М.: ЦНИИТЭИчермет. – 1983. – 25с.

98. Средства контроля и управления точностью сортового проката / Клименко В.М., Кашаев В.М. и др. – К.: Техніка, 1983. – 174 с.

99. Пустыльник М.П. Системы регулирования межклетевых усилий однокиточных сортовых прокатных станов / М.П. Пустыльник, В.Н. Куваев, В.И. Стахно, А.П. Егоров // В кн.: «АСУ ТП и средства автоматизации черной

металлургии на базе микропроцессорной техники» / МЧМ СССР, М.: Metallurgy, 1986, с.74-79

100. Кожевников С.Н. Силовой режим новых мелкосортных моталок Криворожского металлургического завода / С.Н.Кожевников, А.В. Литвин, В.В. Гетманец[и др.] // сб. тр-ов ИЧМ, т.27. – М.: Metallurgy, 1967. – С.133-137.

101. Шеремет В.А. Системы управления скоростным режимом непрерывной прокатки сортовых станов / В.А. Шеремет, М.А. Бабенко, А.В. Складар,[и др..] // Металургійна наука – підприємствам Придніпров'я. Збірник наукових праць. Вип. 2. – Дніпропетровськ: „Системні технології”, 2005. – С.52-62.

102. Система управления скоростным режимом прокатки сортовой линии мелкосортно-проволочного стана 250/150 ОАО «КГМК «Криворожсталь» / В.А. Шеремет, М.А. Бабенко, В.А. Щур [и др.] // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2004. – №3. – С.104-110.

103. Система цифрового управления скоростным режимом прокатки / Р.В. Лямбах, В.И. Стахно, А.П. Егоров [и др.] // Сталь. – 1985. – №3. – С.53-55.

104. Совершенствование технологии прокатки и смотки сортамента стана 250-6 с целью повышения точности профилей и получения формы бунтов, удовлетворяющей требованиям термообработки: отчет о НИР.- Днепропетровский металлургический институт; рук. А.Г. Ступка.- ГР 80027763.- Днепропетровск. – 1981. – 82с.

105. Система индикации и регулирования натяжения полосы в чистовых клетях непрерывного мелкосортного стана // Всес. научн.-техн. конф. «Новые технологические процессы прокатки как средство интенсификации производства и повышения качества продукции». Тезисы докладов. – 1. – Челябинск: Госком СССР по науке и технике. – 1989. – С.154-155.

106. Сычев В.А., Старгунский А.В. Система косвенного измерения натяжения в двухниточной черновой группе клеток мелкосортного стана 250 // Всесоюзная научн.-техн. конф. «Новые технологические процессы прокатки как средство интенсификации производства и повышения качества продукции». Тезисы

докладов. – Часть 1. – Челябинск: Госком СССР по науке и технике. – 1989. – С.152-153.

107. Состояние металла в межкультурном промежутке непрерывного мелкосортного стана при прокатке с натяжением / [Гринберг С.Д., Чигринский В.А., Карпинский Ю.П., Богачев Ю.А.] // Прокатное производство. Сб. науч. тр-ов Института черной металлургии т.22. – М.: Металлургия, 1967. – с.333-343.

108. Ступка А.Г. Исследование и совершенствование процесса намотки бунтов регулируемой плотности на мелкосортном непрерывном стане: автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец.05.16.05 / А.Г. Ступка.– Днепропетровск, 1979.- 20с.

109. Влияние некоторых факторов на форму бунтов мелкосортного проката / А.Г., Ступка Л.Н., Левченко Машкин.– М., 1979.- с.134.- Библиографический указатель ВИНТИ; депонированные рукописи. №12.

110. Ступка А.Г. Повышение точности проката в бунтах / А.Г. Ступка, Л.Ф. Машкин, Д.Л. Браудо // В кн.: Тезисы докладов и сообщений III Всесоюзной научно-технической конференции «Теоретические проблемы прокатного производства» / (Днепропетровск, ноябрь 1980 г.) – Днепропетровск, 1980, с.128-129.

111. Система АСРП – история создания и внедрения / [Ю.П.Карпинский, В.Н. Куваев, О.Н. Кукушкин, В.А. Чигринский] // «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии». Сб. науч. тр-ов Института черной металлургии НАН Украины им. З.И. Некрасова; вып.17. –2008. – С.301-310.

112. Сталь для армування бетону. Зварювана арматурна сталь. Загальні технічні умови. (EN 10080:2005, IDT) : ДСТУ EN 10080:2009. [Чинний від 2012-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2012. – 64 с. – (Національний стандарт України).

113. Теория прокатки. Справочник. / под ред. В.И. Зюзина и А.В. Третьякова. – М.: Металлургия, 1982. – 334с.

114. Технические решения для сортовых прокатных станов. Разработка технологии, средств автоматизации и электрики. SEMENS VAI. – Режим доступа: [www/URL: http://www.industry.siemens.com/datapool/industry/industrysolutions/](http://www.industry.siemens.com/datapool/industry/industrysolutions/)

metals/siroll/ru/Solutions-for-Long-Product-Rolling-Mills-ru.pdf – 25.03.2004 г. – Загл. – с экрана.

115. Тимошенко С. Инженерная механика / С. Тимошенко, Д. Юнг; под ред. д.т.н., проф. А.Н. Обморышева.- М.: Машгиз. – 1960 – С. 507

116. Тихонов И.Н. Армирование элементов монолитных железобетонных зданий: пособие по проектированию / И.Н. Тихонов. – М.: ФГУП «НИЦ Строительство». – 2007. – 170 с.

117. Тимошпольский В.И. Производство высокоуглеродистой катанки на металлургических агрегатах высшего технического уровня / В.И. Тимошпольский, Н.В. Андрианов, С.М. Жучков [и др.]. – Минск: Беларуская навука, 2004. – 238 с.

118. Файнберг Ю.М. Автоматизация непрерывных станов горячей прокатки / Ю.М. Файнберг.- М.: Металлургиздат. – 1963. – 326с.

119. Филатов А.С. Ограничение координат в электроприводах согласованно управляемых механизмов / А.С.Филатов, Б.Н. Дралюк, А.С. Валдырев// Электричество. – 1983. – №8. – С.57-60.

120. Филатов А.С. Автоматические системы стабилизации толщины полосы при прокатке/ А.С. Филатов, А.П. Зайцев, А.А. Смирнов.- М.: Металлургия. – 1982. – 128с.

121. Филатов А.С. Основные принципы регулирования натяжения в функции натяжения в станах холодной прокатки / А.С. Филатов //Прокатные станы, ЦНИИТяжмаш, кн.80. – М.: Машгиз. – 1956. — С. 166-185.

122. Филатов А.С., Приведенцев В.П., Алимов С.И. Автоматизация намоточных устройств листовых станов / А.С. Филатов, В.П. Приведенцев, С.И. Алимов // М.: Металлургическое оборудование (НИИИнформтяжмаш). – 1978. – №32. – 45с.

123. Филатов А.С. Электропривод и автоматизация реверсивных станов холодной прокатки / А.С. Филатов.- М.: Металлургия, 1973. – 375с.

124. Фишбейн В.Г. Расчет систем подчиненного регулирования вентильного электропривода постоянного тока / В.Г. Фишбейн.- М.: Энергия. – 1972. – 136с.

125. Харитонов В.О. возможности оперативной организации производства и применения в России арматурного проката с европейскими требованиями качества и эффективности / О.В. Харитонов // «ЖБИ и конструкции». – 2011. – №3 – С. 54-61.

126. Целиков А.И. Прокатные станы / А.И. Целиков, В.В. Смирнов .- М.: Metallurgizdat, 1958. – 432с.

127. Целиков А.И. Современное развитие прокатных станов / А.И. Целиков, В.И. Зюзин .-М.: Metallurgiya, 1972. – 399с.

128. Стахно В.И. Цифровая система управления скоростным режимом непрерывного сортового стана / В.И. Стахно, А.П. Егоров, В.С. Ткачев, В.Н. Куваев // Metallurg. – 1983. – №2. – С.31-32.

129. Чекмарев А.П. Влияние натяжения на прокатку в калибрах / А.П. Чекмарев, В.П. Гречко, М.Д Куцыги // В кн.: Прокатное производство (Ин-т черной металлургии), т.ХХI. – М.: Metallurgiya – 1965.- с. 237-249.

130. Чекмарев А.П. Точная прокатка сортовых профилей/ А.П. Чекмарев, Г.Г. Побегайло.– М.: Metallurgiya, 1968.- 235с.

131. Чекмарев А.П. Аналитическое определение технологических коэффициентов влияния натяжения и различных возмущений на параметры непрерывной прокатки / А.П. Чекмарев, Н.П. Спиридонов, М.Д Куцыгин // В кн.: Прокатное производство (Ин-т черной металлургии), т.ХХХУ. – М.: Metallurgiya.- 1971.- с. 216-227.

132. Чекмарев А.П., Борисенко Г.П. Исследование натяжения на непрерывном сортовом стане // Обработка металлов давлением: Сб.научн.тр. Днепропетровского металлургического ин-та: Т.48 – М.: Metallurgiya, 1962. – С.108-121.

133. Производство подката для калибровки и последующей холодной высадки / [Чернобривенко Ю.С., Биба В.И., Лохматов А.П. и др.].- М.: Черметинформация, серия 7, выпуск №1.-1980.-31с.

134. Чигринский В.А. Влияние скорости прокатки на прогиб раската между клетями непрерывного мелкосортного стана / Чигринский В.А., Чернышев А.Н., Силич А.Н // Модернизация и автоматизация прокатных станов: Сб.научн.тр. (Ин-т черной металлургии), т.27. – М.: Metallurgiya. – 1967. – С.70-80.

135. Чекмарев А.П., Топоровский М.П. Взаимосвязь клеток и промежутков между ними при прокатке на непрерывном мелкосортном стане / А.П. Чекмарев, М.П. Топоровский //Прокатное производство, сб. Трудов (Ин-т черной металлургии), т.22.- М.: «Металлургия», 1967.- с. 5-64.

136. Шенерт Д. Проектирование электроприводов с учетом динамических характеристик / Д. Шенерт, Р. Штельцер, Г. Вайрих //Черные металлы. – 1981. – №10. – С.10-17.

137. Шулаев И.П. Задачи научно-технической общественности по расширению сортамента и выпуска эффективных видов металлопроката/ И.П. Шулаев // Сталь.- 1979.- №4.- с.242-244.

138. Шрейнер Р.Т. Системи подчиненного регулирования электроприводов. Часть 1. Электроприводы постоянного тока с подчиненным регулированием координат: Учебн. пособие для вузов / Р.Т. Шрейнер. – Екатеринбург: Изд-во Урал гос. проф. пед. ун-та, 1997. – 297с.

139. Эксплуатация непрерывных мелкосортных станов / [В.В. Гетманец, В.А. Сацкий, И.А. Альмен, М.М. Шапиро].- М.: Металлургия,1965. – 144с.

140. Alberrecht P., Storseth I. Drive Systems Automation and Production Control with Examples for a Recent Installation – Int. Walzwerks Kongr.2; METEC'84/Vortrag – Dusseldorf; West Germany. – 1984. – S. 1-10. Перевод КЛ-87315.

141. . Electrical equipment for continuous hot strip mills, - Проспект фирмы «Сименс» 1967.

142. Osterman B.V. Conception and birth of «better idea» in construction of Ford's 68-in hot strip mill – Iron and Steel Engineer, 1977, v54, №4, p. 35-39.

143.. Kobe manufactures ultra – large diameter wire rod – Japan Metal Bulletin, 1978, №3671, p.3,4.

144. Kuszaj A.M. Hot strip mill. Downcoiler Design Considerations / A.M. Kuszaj // Iron and Steel. Eng..- 1968.- №5.

145. Nilsson A., Koebe E. Microprocessor control system for bar mill revamped Chaparral steel. – Iron and Steel Engineer, 1983. v.60, №4, pp. 56-59

146. Wannell P.H. The production of Quality Bara-Steel / P.H. Wannell // Times Annual Review, том 207.- 1979.- №8.- с. 569-574.

147. Wahnelt H. Minimalruggelung in Hochleistungs Walzstaben / H. Wahnelt // Neue Hutte. – 1980. – №8. – S.287-292.

148. Yamashita A. Tension free control applied to tandem roughers of hot strip mill // Iron and Steel Engineer. – 1983. – July. – Pp.56-59.

ДОДАТКИ

Додаток А

А.1 Аналіз сортаментних стандартів

У 1971-1979 р. була переглянута більшість сортаментних стандартів зі зменшенням полю допуску в плюсовій частині в середньому на 25%. Це сприяє підвищенню точності прокату і розгортанню робіт з модернізації й удосконалювання технології на існуючих станах [24, 137]. Аналогічні тенденції відомі і за рубежом.

Ряд стандартів на сортовий прокат у США, Англії, Японії й інших країн посилює допуски на розмір. Сучасні прокатні стани (див. [55, 61, 64, 65, 69, 71]) забезпечують більш високу точність поперечних геометричних розмірів прокату, чим це обмовляється стандартами. Основні закордонні виробники поставляють дрібносортний прокат по технічних умовах зі значно звуженими допусками $\pm 0,1-0,2$ мм для круглої сталі діаметром до 30 мм. Виробництво прокату по звужених допусках дозволяє одержувати значну економію металу і підвищує конкурентоздатність такої продукції.

У таблиці А.1 зіставлені стандарти СРСР, України й основних капіталістичних виробників дрібносортового прокату.

На відміну від закордонних стандартів, міждержавний стандарт СНД і стандарт України (див. [84, 86]), передбачає прокатку круглого профілю по допусках високої, підвищеної і звичайної точності (А, Б и В) з більш жорсткими нормами і широким допуском у мінусовій частині, що дозволяє поставляти прокат по його теоретичній масі. Це дозволяло в умовах планового господарства забезпечити диференційовану ціну на прокат з різною точністю поперечних геометричних розмірів. В умовах ринкової економіки ціна формується ринком, однак очевидно конкурентна перевага прокату з більш високою точністю поперечних геометричних розмірів товарного прокату.

Таблиця А.1

Вимоги на допуски по відхиленню розмірів перетину круглого сортового прокату від номінальної величини

НД, країна	Допуски сортового прокату по точності розмірів поперечки (профилерозмір (плюсовий допуск; мінусовий допуск))			
	особливо високий – клас АО1	високий – класи: А1, А2, А3	підвищений – клас Б1	звичайний – класи: В1, В2, В3, В4, В5
(ДСТУ 4738:2007), Україна	Ø14 (±0,12) Ø20 (±0,15) Ø28 (±0,15)	Ø14 А1 (+0,1;- 0,3) Ø14 А2 (±0,20) Ø20 А1 (+0,1;- 0,4) Ø20 А2 (±0,20) Ø28 (+0,1;-0,4) Ø28 А2 (±0,25)	Ø14 (+0,1;-0,5) Ø20 (+0,2;-0,5) Ø28 (+0,2;-0,7)	Ø14 В1 (+0,3;-0,5) Ø14 В2 (±0,4) Ø20 В1 (+0,4;-0,5) Ø20 В2 (±0,5) Ø28 В1 (+0,3;-0,7) Ø28 В2 (±0,6)
(ГОСТ 2590-2006) СНГ	Ø14 (±0,12) Ø20 (±0,15) Ø28 (±0,15)	Ø14 А1 (+0,1;- 0,3) Ø14 А2 (±0,20) Ø20 А1 (+0,1;- 0,4) Ø20 А2 (±0,20) Ø28 (+0,1;-0,4) Ø28 А2 (±0,25)	Ø14 (+0,1;-0,5) Ø20 (+0,2;-0,5) Ø28 (+0,2;-0,7)	Ø14 В1 (+0,3;-0,5) Ø14 В2 (±0,4) Ø20 В1 (+0,4;-0,5) Ø20 В2 (±0,5) Ø28 В1 (+0,3;-0,7) Ø28 В2 (±0,6)
(EN 10060) ЕС	—	—	—	Ø14 В2 (±0,4) Ø20 В2 (±0,5) Ø28 В2 (±0,6)

А.2 Основні науково-технічні рішення щодо отримання прокату у мотках

До порівняно недавнього часу для формування мотків прокату використовувалися моталки різної конструкції двох основних типів: Еденборна – з осьовою подачею прокату в моталку і нерухомий стіл, і Гаррета – з обертовим столом і подачею прокату через укладальник, що рухається, (води́ло) [8, 35, 45, 60, 77, 100, 126, 127, 139].

Для формування мотків прокату діаметром до 12-14 мм використовували моталки Еденборна і, рідше, Гаррета, що забезпечували вільне (без натягу) укладання витків прокату на стіл моталки. Формування мотків прокату діаметром

від 14мм і вище (до 30-40) мм здійснювали на моталках типу Гаррета з натягом прокату.

Дослідження, проведені під керівництвом академіка Чекмарьова А.П. (див. [129-131]), показують істотність впливу величини натягу прокату при змотуванні на зміну геометричних розмірів прокату і якість мотка. Разом з тим, відзначається, що визначити залежність якості мотка у функції щільності змотування аналітично досить складно через вплив на цей процес великого числа факторів.

У роботі [133] для запобігання утворення дефектів рекомендовано, зокрема, оснащення станів надійно працюючими пристроями для регулювання натягу при виробництві прокату в мотках і пристроїв, що дозволяють одержати мотки, за формою придатні для подальшої термообробки.

Аналіз робіт [34, 144] дозволяє зробити висновки, що величина натягу прокату при змотуванні мотка є основним чинником, що впливає на точність прокату і якість мотка.

У роботах [109, 146] обґрунтовувалась необхідність застосування режиму змотування з натягом на моталках з укладальником для одержання мотків високої щільності.

На сучасних прокатних станах (див. [63, 69]) для одержання мотків прокату діаметром до 14мм включно, використовують лінії Стелмор, які забезпечують більш високу якість товарного прокату по механічних властивостях.

Для одержання мотків прокату великих діаметрів – до 60мм, використовують моталки Гаррета удосконалених конструкцій.

Так, фірма «Сименс-фаи» у моталці Гаррета з пошаровим змотуванням для зменшення натягу прокату при змотуванні використовує спеціальні ролики, що притискають змотуваний прокат до мотка [146].

Фірма «SMS-Meer» пропонує моталки Гаррета з рядним змотуванням. При такій конструкції моталки змотування, а, точніше, для моталки даної конструкції – укладання прокату, ведеться без натягу прокату.

По суті, сучасні моталки для змотування прокату великих перетинів являють собою складні технологічні лінії, що включають комплекс механізмів.

У роботі [125] приведений аналіз сучасної Spooler – технології (Linea Spooler), що забезпечує рядне змотування прокату і призначена для виробництва арматурного прокату діаметром від 10мм до 22-25мм у мотках. У роботі робиться висновок, що «для російської металургійної промисловості використання даної технології сьогодні технічно й економічно неактуальне ...», оскільки «... вартість Linea Spooler може скласти € 200-300 млн. (у залежності від інженерної підготованості площадки). Потрібне подовження стану на 200-250 м. Крім складної інженерної інфраструктури, це просто необхідність вільних промислових площ (або землі)».

Такі високі капітальні витрати на одержання мотків сортового, точніше – дрібносортового і середньосортного, прокату в умовах світової фінансової кризи і загального спаду споживання металопрокату викликає необхідність освоєння виробництва прокату підвищеної точності в мотках з рядним змотуванням на діючих прокатних станах для задоволення зростаючого попиту на даний вид продукції.

А.3 Критичний аналіз робіт присвячених основам автоматизованих систем моталок

Дані роботи присвячені, в абсолютній своїй більшості, системам листопрокатних станів.

Особлива увага в них приділяється питанням стабілізації натягу змотування прокату, дослідженням впливу динаміки системи на процес змотування і компенсації динамічного струму моталок, аналізу впливу ексцентриситету рулону і валкової системи на коливання натягу прокату і питанням компенсації такого впливу за рахунок відповідного керування.

Найбільше повно питання впливу динаміки на процес змотування і компенсації динамічного струму моталок розглянуті в роботах [2, 3, 19, 94]. Вони стосуються, насамперед, режимів прискорення від фази спокою моталки (фази «заправлення» листового прокату в моталку) до швидкості обертання моталки, що відповідає поточній швидкості прокатки, і власне процесу змотування рулону. У

даних роботах запропоновано ряд науково-технічних рішень для систем керування моталками.

Однак, дані рішення не можуть бути використані для керування сортових моталок оскільки, по-перше, «заправлення» сортового прокату в моталку відбувається на робочій швидкості прокатки, а самі принципи і механізм захоплення в сортових моталках інший, ніж у листових моталок, і, по-друге, характер збурювань, зв'язаних зі зміною радіуса змотування, у листових і сортових станів зовсім різний. Для перших збурювання носять характер ексцентриситету рулону, а для других – практично стрибкоподібна зміна радіуса і, відповідно, швидкості змотування прокату при переході до змотування нового шару мотка.

Питання впливу ексцентриситету як рулону, так і валків клітей на коливання натягу прокату і їхній облік при синтезі систем керування автоматизованих систем моталок листових станів розглянуті в роботах [66, 79]. Там же сформульовані вимоги до механічного устаткування, виходячи з необхідної точності підтримки натягу змотування.

А.4 Розгляд питання що до керування натягом прокату в процесі його змотування на барабан моталки після завершення фази захоплення

Основні науково-технічні питання по керуванню натягом змотування були розроблені для листових моталок і розглянуті в роботах, посилання на які приведені на початку даного параграфа. Так, А.С. Філатов у [123] показує, що величина натягу прокату в сталому режимі змотування може бути розрахована по формулі (1.3), тобто натяг прокату при змотуванні визначається струмом змотування. Тому моталка при змотуванні з натягом має тільки контур струму, а натяг змотування встановлюється завданням регулятора струму.

Згідно [123], момент на валу моталки – $M_{дв_м}$ може бути представлений як сума моментів:

$$M_{дв_м} = M_{дв_н} + M_{дв_и} + M_{дв_д} + M_{дв_п} , \quad (A.1)$$

де: $M_{дв_н}$ – складова моменту, обумовлена натягом прокату; $M_{дв_и}$ – момент, необхідний для вигину прокату, змотуваного на барабан; $M_{дв_д}$ – динамічний момент моталки; $M_{дв_п}$ – момент, необхідний для подолання втрат у системі моталки.

Проаналізуємо кожну зі складових моменту двигуна прокатки.

Насамперед, відзначимо, що роздільне виділення складових $M_{дв_и}$ і $M_{дв_н}$ некоректне, тому що вигин прокату здійснюється моментом натягу й окремо до вала двигуна моталки не прикладається. Просто момент натягу повинен бути достатнім для вигину прокату.

Момент натягу, прикладений від прокату до вала двигуна, розраховується по формулі:

$$M_{дв_н} = \frac{M_{н_м}}{i_{рм}}, \quad (A.2)$$

де $M_{н_м}$ – момент від натягу прокату, прикладений до вала стола моталки, що розраховується через діаметр змотування прокату на моталку – $D_{н_м}$:

$$D_{н_м} = 2 \cdot R_{с_бр} + D_{п} \cdot (2 \cdot n_{сл} - 1). \quad (A.3)$$

і силу натягу прокату ($F_{н_м}$):

$$M_{н_м} = \frac{F_{н_м} \cdot D_{н_м}}{2}. \quad (A.4)$$

Очевидно, що мінімально припустимий натяг прокату повинен бути достатнім для вигину прокату, змотуваного на моталку.

Момент, необхідний для його пружного вигину круглого прокату – $M_{и_уп}$, розраховується по формулі [18]:

$$M_{и_уп} = \sigma_{т_п} \cdot \frac{\pi \cdot D_{п}^3}{32}, \quad (A.5)$$

де $\sigma_{т_п}$ – границя текучості прокату,

а момент для пластичного вигину – $M_{и_пл}$ повинен бути приблизно в 1,7 рази більшим [96, 126]:

$$M_{и_пл} \approx 1,7 \cdot M_{и_уп} \approx \sigma_{т_п} \cdot \frac{D_{п}^3}{6} . \quad (A.6)$$

Тоді, питомий натяг у прокаті – $\sigma_{и_п}$, необхідний для його пластичного вигину в статиці, розраховується як:

$$\sigma_{и_п} = \sigma_{т_п} \cdot \frac{4 \cdot D_{п}}{3 \cdot \pi \cdot D_{н_м}} . \quad (A.7)$$

Крім того, момент від натягу повинен компенсувати відцентрову силу, що діє на прокат, що згинається. Питомий натяг у прокаті, необхідний для компенсації відцентрової сили – $\sigma_{цб}$, може бути розраховане по формулі:

$$\sigma_{цб} = \rho_{п} \cdot V_{п}^2 , \quad (A.8)$$

де $\rho_{п}$ – щільність матеріалу прокату (сталі).

Тоді, мінімально припустимий питомий натяг у прокаті при змотуванні – $\sigma_{п_м_min}$, може бути розрахований по формулі:

$$\sigma_{п_м_min} = \sigma_{т_п} \cdot \frac{4 \cdot D_{п}}{3 \cdot \pi \cdot D_{н_м}} + \rho_{п} \cdot V_{п}^2 . \quad (A.9)$$

Розглядаючи складову моменту, обумовлену натягом прокату, відзначимо, що натяг прокату призводить до його пружної деформації. Після змотування попередньо деформованого (розтягнутого) прокату на барабан моталки (для першого шару) або на попередній шар, внутрішньо напружене становище прокату призводить до появи стискаючих сил, що забезпечують притиснення змотаних витків прокату до внутрішніх шарів [18]:

$$p_{в} = \frac{2 \cdot F_{н_м}}{D_{в}} , \quad (A.10)$$

де $p_{в}$ – питома зусилля притиснення витка діаметра $D_{в}$.

A.5 Аналіз основних рішень, щодо урахування динамічного моменту змотування у листових моталках

У листових моталках природа динамічного моменту трохи інша. У цих моталок складова динамічного моменту викликається зміною діаметра змотування

листового прокату. Однак, оскільки змотування листового рулону здійснюється по спіралі, дане збурювання носить відносно повільний і постійний характер. Тому воно легко компенсується засобами автоматизованої системи моталки (див., наприклад, [19, 123] і ін.).

Теоретично динамічний момент ($M_{\text{дв_д}}$) і динамічний струм ($I_{\text{дв_д}}$) моталки легко можна визначити по формулах[123]:

$$M_{\text{дв_д}} = (J_{\text{м_дв}} + J_{\text{мтк}}) \cdot \frac{d\omega_{\text{дв_м}}}{dt} + \omega_{\text{дв_м}} \cdot \frac{dJ_{\text{мтк}}}{dt}, \quad (\text{A.11})$$

$$I_{\text{дв_д}} = \frac{M_{\text{дв_д}}}{C_{\text{м_дв_м}} \cdot \Phi_{\text{дв_м}}}, \quad (\text{A.12})$$

де: $J_{\text{м_дв}}$, $J_{\text{мтк}}$ – момент інерції механізму моталки двигуна, приведений до вала двигуна і момент інерції змотуваного мотка, приведений до вала двигуна, відповідно; $\Phi_{\text{дв_м}}$ – магнітний потік двигуна моталки; $C_{\text{м_дв_м}}$ – конструктивний коефіцієнт двигуна моталки.

Питання компенсації динамічного струму в контурі регулювання натягу при змотуванні листового прокату докладно розглянуті в [123]. Однієї з основних складностей при реалізації такої компенсації є облік динамічної зміни моменту інерції рулону в процесі змотування листового прокату, оскільки в процесі змотування міняється як діаметр рулону, так і його маса. Задача ускладнюється і тим, що діаметр рулону в процесі змотування листа залежить не тільки від кількості змотаних шарів, але і від щільності прилягання шарів прокату. Фактично від натягу прокату при змотуванні залежить щільність прилягання шарів – усереднений зазор між шарами. Оскільки щільність змотування аналітично не розраховується, то контролюють діаметр рулону листового прокату спеціальними датчиками.

Для сортової моталки компенсація динамічної складового моменту є більш складною задачею, оскільки момент інерції мотка змінюється в процесі змотування витка, і необхідно враховувати як кут повороту моталки, так і поточну кількість витків у кожному шарі, що, у свою чергу, залежить від щільності змотування кожного із шарів.

Однак, основна проблема з компенсацією динамічного моменту моталки для підвищення точності стабілізації натягу зв'язана з впливом на момент двигуна складової $M_{\text{дв}_\Pi}$ – моменту, необхідного для подолання втрат у системі моталки.

Згідно [123], у моменті, необхіднім для подолання втрат у системі моталки, виділяють дві складові – електричні втрати і механічні втрати,

Зупинимось коротко на складовій моменту, зв'язаною з механічними втратами – $M_{\text{дв}_\Pi_{\text{мех}}}$.

У штатному режимі для даних втрат можна записати:

$$M_{\text{дв}_\Pi_{\text{мех}}} = M_{\text{дв}_\text{xx}} + \frac{F_{\text{н}_\text{м}} \cdot D_{\text{н}_\text{м}}}{2 \cdot i_{\text{рм}}} \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{рм}}}{\eta_{\text{рм}}} \right), \quad (\text{A.13})$$

де $\eta_{\text{рм}}$ – к.к.д. редуктора моталки.

Але, формулу (1.36) можна записати з доданком у наступному виді:

$$M_{\text{дв}_\Pi_{\text{мех}}} = M_{\text{дв}_\text{xx}} + \frac{F_{\text{н}_\text{м}} \cdot D_{\text{н}_\text{м}}}{2 \cdot i_{\text{рм}}} \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{рм}}}{\eta_{\text{рм}}} \right) + \frac{F_{\text{тр}_\text{с}} \cdot D_{\text{с}_\text{м}}}{2 \cdot i_{\text{рм}}}, \quad (\text{A.14})$$

де: $D_{\text{с}_\text{м}}$ – зовнішній радіус столу моталки; $F_{\text{тр}_\text{с}}$ – сила тертя столу моталки по зовнішньому радіусі.

Третій доданок у (A.14) характеризує позаштатний режим змотування прокату з «підклинюванням» столу, який однак досить регулярно зустрічається. Такий режим має місце при влученні обрізків прокату між столом і кожухом моталки (див. рис. 1) при усуненні аварій при змотуванні прокату («розбурювань»). Даний режим враховується при проектуванні систем ТП-Д моталок Гаррета для сортопрокатних станів [4].

Характерною рисою режим змотування прокату з «підклинюванням» столу є те, що сила тертя стола моталки по зовнішньому радіусі $F_{\text{тр}_\text{с}}$ є нерегулярною випадковою величиною, що може досягати значень, цілком порівнянних зі штатним натягом прокату при змотуванні і більш, аж до повного заклинювання столу, хоча останнє трапляється вкрай рідко.

При «підклинюванні» з'являється негативний динамічний момент моталки. При наявності компенсації динамічного моменту моталки для підвищення точності стабілізації натягу поява негативного динамічного моменту розцінюється як збільшення натягу змотування прокату, що вимагає зниження струму змотування для прискорення процесу вирівнювання натягу прокату відповідно до заданого значення. У цьому випадку, зниження моменту двигуна збільшить негативний вплив ефекту «підклинювання» на процес змотування прокату: як на натяг змотування прокату, так і на здатність автоматизованої системи моталки протистояти розвитку передаварійної ситуації в аварійну.

Тому, спосіб підвищення точності стабілізації натягу прокату перед моталкою за рахунок уведення додаткових зворотних зв'язків по динамічному моменту (струму) моталки для сортових моталок Гаррета, на відміну від листових моталок, не застосуємо.

У цілому ж, наявність неконтрольованого моменту втрат, як і динамічного моменту, призводить до значних погрешностей при завданні натягу прокату на ділянці моталка - кліть. В даний час струм змотування задається на основі досвіду з урахуванням таких параметрів, як профілерозмір, марка сталі і температура змотуваного прокату.

Для того, щоб гарантовано уникнути виникнення аварійної ситуації, оператор, найчастіше, завищує завдання на струм змотування, що негативно позначається на стабільності геометричних розмірів товарного прокату.

А.6 Критичний опис методу непрямого контролю міжклітьових зусиль у прокаті шляхом аналізу статичних струмів навантаження для умов стану ДСДС 250/150-6

Суть даного методу та ж, що й у методі контролю натягу прокату перед моталкою (див. (1.3, А.1, А.2)), і полягає у виділенні з загального статичного моменту (струму) навантаження складової, що характеризує натяг прокату, прикладеного до вала двигуна через механічну систему механізму.

Ефективність даного методу для контролю натягу прокату перед моталкою підтверджена багаторічною практикою експлуатації автоматизованих систем моталок листових і сортових прокатних станів. Однак, можливість використання даного методу для контролю натягу прокату безпосередньо за випускною кліткою проблематично.

Так, у роботі [91] проаналізований вплив натягу прокату на момент кліти для чорнової групи (див. табл. А.2).

Таблиця А.2

Середній питомий тиск металу на валки (P_{cp}), момент прокатки (M_p), момент від натягу прокату (M_n) для чорнової групи клітей при прокатці профілю Ø5,5мм, заготовка 126×126мм С

№ кліти	P_{cp} (Н/мм ²)	M_p (МН·м)	M_n (МН·м) (для $\sigma_n=5,0$ Н/мм ²)		$\frac{M_n(\sigma_n=5,0 \text{ Н/мм}^2)}{M_p} \%$	
			Задній натяг	Передній натяг	Задній натяг	Передній натяг
1	72,9	0,0214	—	0,0171	—	79,7
2	82,8	0,0222	0,0156	0,0142	70,2	63,8
3	125,5	0,0717	0,013	0,0097	18,1	13,5
4	134,1	0,04795	0,0093	0,0073	19,4	15,2
5	149,7	0,039	0,0065	0,005	16,7	12,8
6	154,3	0,0318	0,0048	0,0036	15,1	11,4
7	175,0	0,0295	0,0038	0,0028	12,9	10,0
8	148,0	0,0177	0,0027	0,002	15,2	11,3

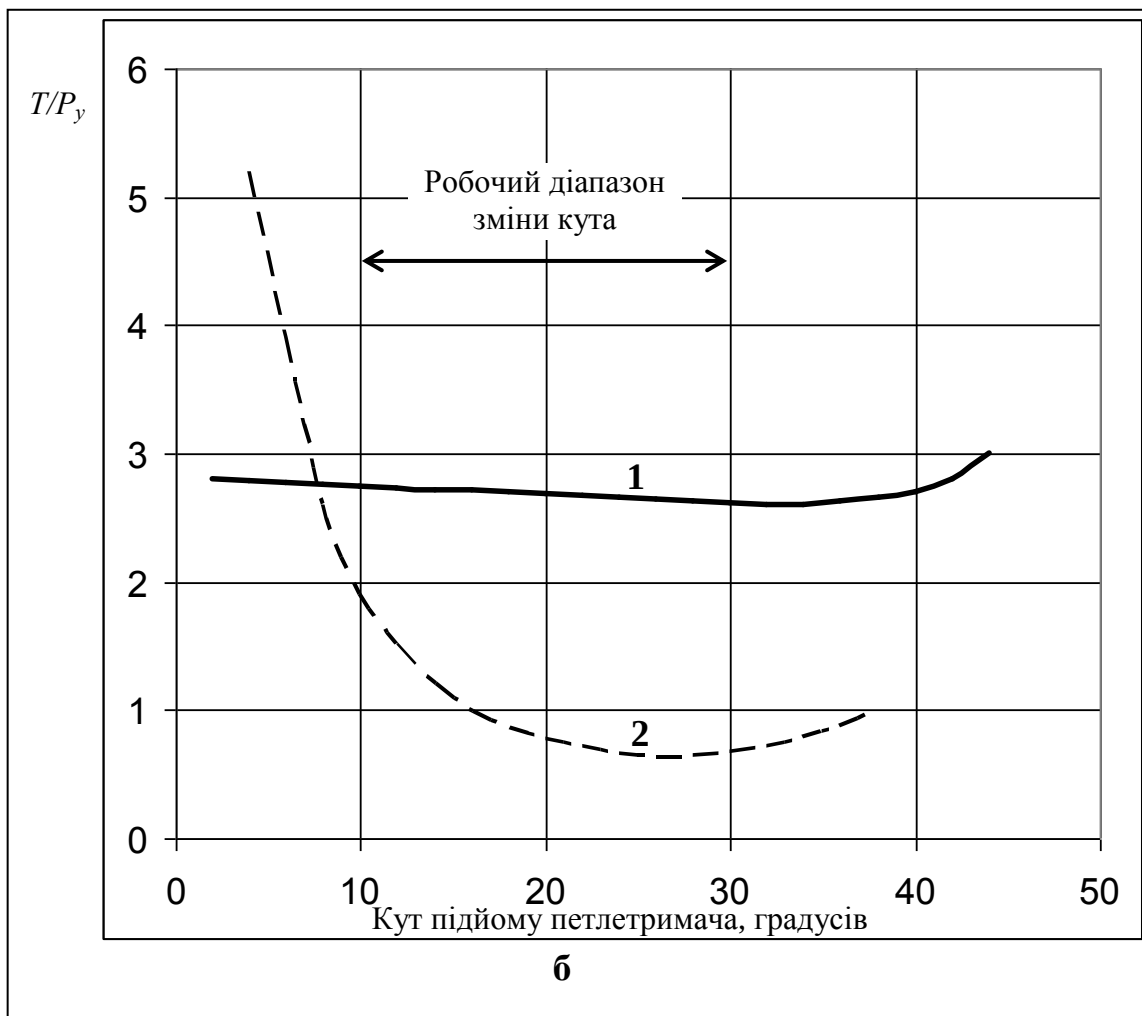
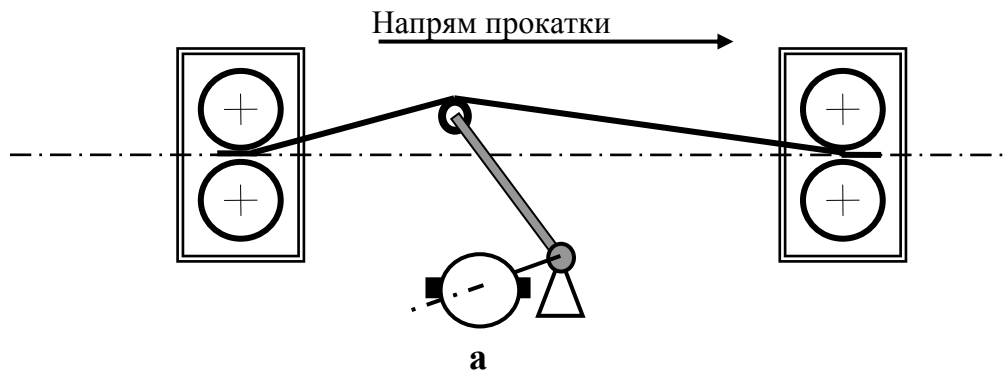
Як видно з табл. А.2, складова натягу в загальному моменті навантаження двигуна зменшується зі збільшенням номера кліти. Апроксимуючи даний результат на вплив натягу прокату на статичний момент кліти, можна затверджувати, що воно буде настільки незначним (у діапазоні робочих значень натягів), що виділити дану складову в статичному, а, тим більше, у загальному моменті навантаження, не представляється можливим.

А.7 Експериментальні дослідження режиму роботи сортових моталок

Даний спосіб контролю натягу прокату знайшов широке застосування в листопрокатному виробництві. На ньому засновані системи регулювання натягу прокату між клітьми тонколистових прокатних станів, зокрема, розроблена фірмою «Сименс» [141], що працюють на широкополосних станах США [142], Франції [142] і інших країн [93].

Дані системи оснащені підйомними датчиками натягу смуги (листа) – див. рис.А.1а, як правило, з характеристикою, що плаває, що забезпечує постійне співвідношення натягу смуги (T) і зусилля (P_y), що розвивається датчиком-петлетримачем у робочому діапазоні кутів підйому петлетримача [143]. На рис. А.1б приведені характеристики двох типів петлетримачів у залежності від кута підйому.

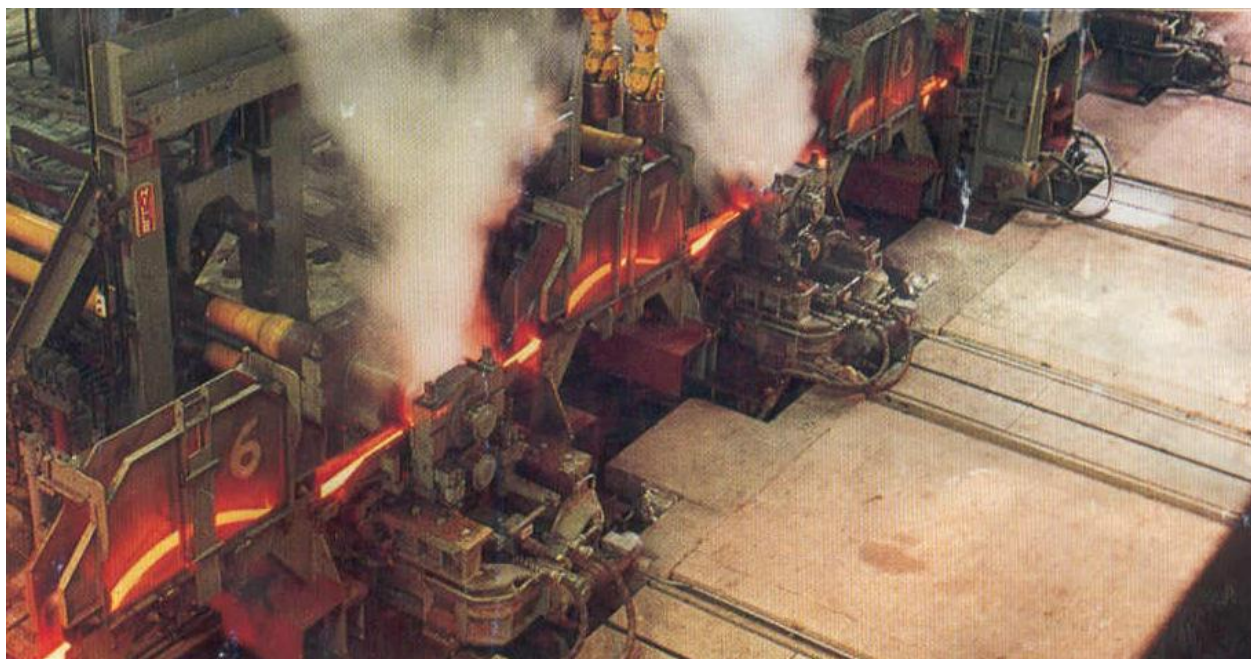
Даний спосіб контролю натягу перед сортовою моталкою обмежився разовими експериментальними дослідженнями і подальшого розвитку не одержав. Це, на наш погляд, зв'язане з тим, що, по-перше, такі пристрої призначені для контролю значно великих зусиль (до $30-40\text{Н/мм}^2$ – див. [121]), ніж це потрібно при змотуванні гарячого сортового прокату (див. п.1.2). По-друге, сортовий прокат на вході в моталку й у трайбапарат має, порівняно з його поперечними розмірами, досить значні переміщення (коливання) у поперечному напрямку, що утрудняє створення надійної конструкції такого пристрою. Тим більше, що питомий тиск на ролик підйомного датчика натягу при однаковому питомому натягу прокату при сортовій прокатці буде на порядок вище, ніж при листовій.



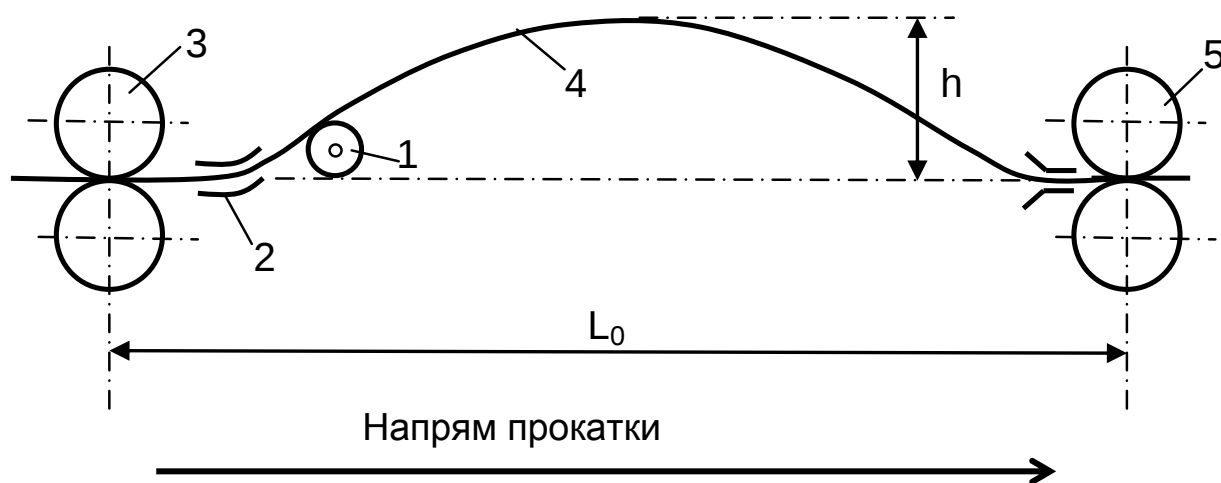
а – рычажный петлетримач: б – характеристика петлетримачів з постійним (1) і змінним (2) моментом на валу двигуна

Рис. А.1. Контроль натягу прокату з використанням рычажного петлетримача

Слід зазначити, що при виробництві дрібного сорту, для забезпечення режиму вільної прокатки, між клітьми встановлюють петльові столи з петлеутворюючими роликками (див. рис.А.2).



а



б

1 – петлеутворюючий ролик; 2 – привалкова арматура; 3, 5 – кліті; 4 – прокат

Рис. А.2. Прокатка з петлею прокату в чистовій групі клітей дрібносортового стану (а) і схема утворення вертикальної петлі за допомогою вигинаючого ролика (б)

Однак, у цьому випадку, поперечні зсуви прокату щодо осі прокатки мінімальні, оскільки прокат жорстко фіксований у калібрах клітей, та й вигинаючий ролик розташовується безпосередньо на виході кліті, його переміщення мінімальні, він вирішує тільки задачу формування петлі і не використовується ні для яких вимірювальних функцій.

Підтримка режиму вільної прокатки здійснюється за рахунок стабілізації висоти петлі, що встановлюється оператором на основі візуальної стійкості процесу прокатки з петлею [80].

Стабілізація висоти петлі здійснюється за рахунок регулювання швидкості обертання клітей. Системи петлерегулювання є складовою частиною системи керування режимом прокатки, що давно використовуються на дрібносортних станах за кордоном (див., наприклад, [43, 81, 118, 145]).

При прокатці з петлею зв'язок між висотою ролика або висотою петлі і натягом прокату невизначена, а прокатка з відомим натягом прокату через петлеутворюючий ролик вважається позаштатною і технологічно неприпустимою, що не дозволяє використовувати дане технічне рішення для контролю і стабілізації натягу прокату навіть за випускною кліттю.

Додаток Б

Б.1 Параметри розшифровки осцилограм

Кількісний і якісний аналіз результатів дослідження дозволяє зробити наступні висновки.

Таблиця Б.1

Параметри експериментального дослідження процесу змотування

Параметр	Розм.	Діаметр, мм	
		16	18
Випускна кліть	№	20	18
Швидкість прокатки	м/с	17,8	16,9
Моталка	№	1	4
Струм змотування	А	150	160
Струм холостого ходу моталки	А	40-45	35-45
Струм навантаження кліті перед захопленням трайбапаратом	А	341	295
Те ж, після захоплення трайбапаратом	А	308	290
Те ж, після захоплення трайбапаратом і моталкою	А	267	290
Амплітуда коливань струму навантаження кліті при змотуванні	А	35-50	10-15
Період коливань струму навантаження кліті при змотуванні	с	3,7	2,1-3,5
Час розгону моталки до швидкості захоплення	с	1,5	2,05
Час гальмування моталки при підмотуванні	с	7,9	10,9
Струм холостого ходу трайбапарата	А	25-30	24-27
Струм навантаження трайбапарата перед захопленням моталкою	А	206	217
Те ж, після захопленням моталкою	А	176	174
Амплітуда коливань струму навантаження трайбапарата при змотуванні	А	20-25	23-27
Період коливань струму навантаження трайбапарата при змотуванні	с	3,7	2,1-2,5
Час ходу укладальника на початку змотування	с	-	2,1
Те ж, наприкінці змотування	с	-	2,5

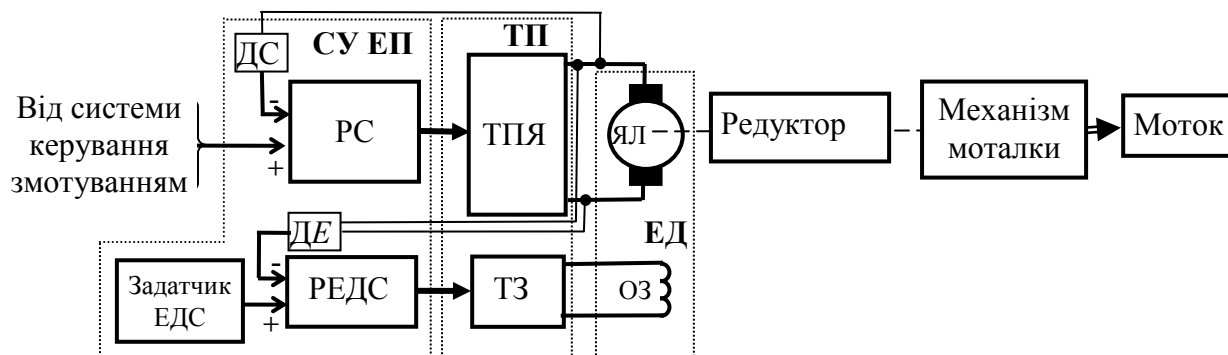
Б.2 Модель моталки

У режимі змотування мотка моталка працює в режимі стабілізації струму якоря. Структурно-функціональна схема системи столу моталки з механізмом моталки і змотуваним мотком у даному режимі представлена на рис. Б.1, а структурна – на рис. Б.2.

Розрахункові дані системи регулювання системи моталки згідно звіту ТПЕП приведені в табл. Б.2.

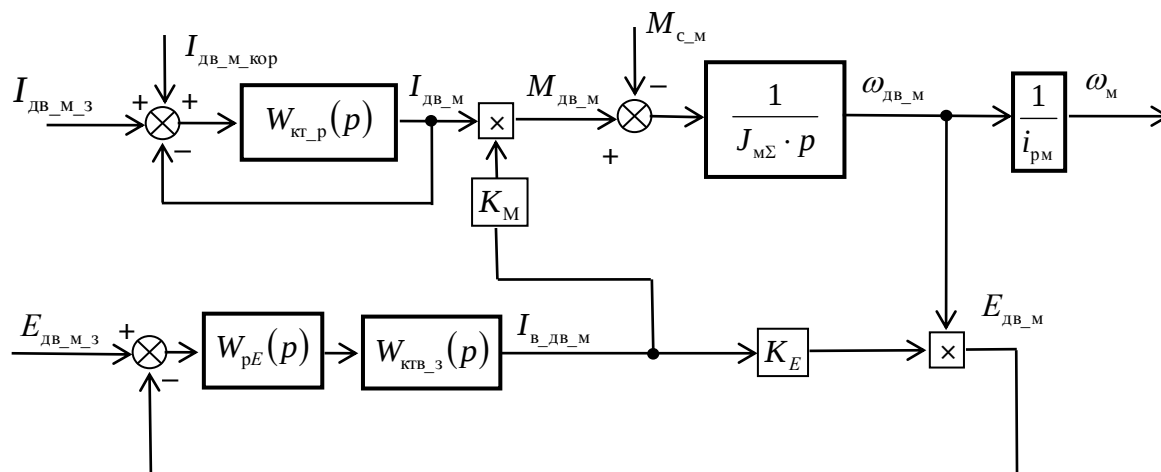
Сумарний момент інерції механізмів моталки і змотуваного мотка, приведений до валу електродвигуна моталки – J_{Σ} , складається з трьох складових: моменту інерції власне електродвигуна – $J_{\text{дв}_\text{м}}$, моменту інерції механізму моталки, приведенного до валу електродвигуна – $J_{\text{м}_\text{м}}$, і моменту інерції змотуваного мотка, приведенного до валу електродвигуна моталки – $J_{\text{мтк}}$:

$$J_{\Sigma} = J_{\text{дв}_\text{м}} + J_{\text{м}_\text{м}} + J_{\text{мтк}} . \quad (\text{Б.1})$$



СУ ЕП – система керування моталкою; ТП – тиристорний перетворювач;
 ЕД – електродвигун; ДС – датчик струму якоря електродвигуна; ДЕ –
 датчик ЕДС якоря електродвигуна; РС – регулятор струму; РЕДС –
 регулятор ЕДС; ТПЯ – тиристорний перетворювач якоря електродвигуна;
 ТЗ – тиристорний збуджувач; ЯЛ – якорна ланка електродвигуна; ОЗ –
 обмотка збудження

Рис. Б.1. Структурно-функціональна схема систем моталки в режимі змотування:



$I_{\text{дв_м_з}}$ – задання струму електродвигуна моталки; $I_{\text{дв_м_кор}}$ – корекція задання струму електродвигуна моталки (від системи регулювання натягу змотування); $I_{\text{дв_м}}$ – струм якоря електродвигуна моталки; $M_{\text{дв_м}}$ – момент на валу електродвигуна моталки; $M_{\text{с_м}}$ – статичний момент навантаження, що приведено до валу двигуна моталки; $\omega_{\text{дв_м}}$ – швидкість обертання двигуна моталки; $\omega_{\text{м}}$ – швидкість обертання стола моталки; $i_{\text{рм}}$ – передатне число редуктора моталки; $J_{\text{м}\Sigma}$ – сумарні моменти інерції, механізмів моталки і мотка, приведений до валу електродвигуна моталки; $E_{\text{дв_м_з}}$ – задання ЕДС електродвигуна моталки; $I_{\text{в_дв_м}}$ – струм збудження електродвигуна моталки; $\Phi_{\text{дв_м}}$ – потік збудження електродвигуна моталки; $E_{\text{дв_м}}$ – ЕДС електродвигуна моталки; $W_{\text{кт_р}}(p)$ – передатна функція розімкнутого контура струму; $W_{\text{ре}}(p)$ – передатна функція регулятора ЕДС; $W_{\text{к\text{тв_з}}}(p)$ – передатна функція замкнутого контура струму збудження; $W_{\text{ов}}(p)$ – передатна функція системи збудження електродвигуна моталки; $K_{\text{м}}$, $K_{\text{е}}$ – конструктивні коефіцієнти впливу струму збудження на момент і ЕДС електродвигуна моталки

Рис. Б2. Структурна схема моталки в режимі змотування

Чисельні значення для перших двох складових сумарного моменту інерції приведені в табл. Б.2, а от момент інерції змотуваного мотка є величиною перемінною, тобто змінюється в процесі змотування.

Момент інерції змотуваного мотка в моделі будемо розраховувати приблизно по формулі:

$$J_{\text{МТК}} = \frac{0,785 \cdot \chi_{\text{нм}} \cdot \pi \cdot H_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{с}}}{32 \cdot i_{\text{рм}}^2} \cdot \left((D_{\text{п}} \cdot (n_{\text{сл}} - 1) + D_{\text{бм}})^4 - D_{\text{бм}}^4 \right) + k_{n_{\text{сл}}} \cdot \left((D_{\text{п}} \cdot n_{\text{сл}} + D_{\text{бм}})^4 - (D_{\text{п}} \cdot (n_{\text{сл}} - 1))^4 \right), \quad (\text{Б.2})$$

де $k_{n_{\text{сл}}}$ – коефіцієнт заповнення верхнього змотуваного шару з номером $n_{\text{сл}}$ визначаємо по поточній висоті укладальника h_y по формулі:

$$k_{n_{\text{сл}}} = \begin{cases} \frac{h_y}{H_{\text{м}}} & \text{при } V_y > 0 \\ \frac{H_{\text{м}} - h_y}{H_{\text{м}}} & \text{при } V_y < 0 \end{cases}, \quad (\text{Б.3})$$

де: V_y – лінійна швидкість переміщення укладальника, $V_y > 0$ при русі укладальника нагору і $V_y < 0$ – при русі вниз.

Таблиця Б.2

Початкові і розрахункові дані системи регулювання моталки

№ з/п	Найменування	означення	Розмірність	Значення	Примітка
1	2	3	4	5	6
1.	Тип електродвигуна (ЕД)	СМФН			Дані НДР
2.	Номінальна потужність ЕД при ПВ 100%	$P_{\text{дв_м_н}}$	кВт	173	Дані НДР
3.	Номінальна швидкість ЕД	$N_{\text{дв_м_н}}$	об/хв	520	Дані НДР
4.	Максимальна швидкість ЕД	$N_{\text{дв_м_max}}$	об/хв	1770	Дані НДР
5.	Номінальна швидкість обертання ЕД	$\omega_{\text{дв_м_н}}$	рад/с	54,5	розрахунок ТПЭП
6.	Номінальна напруга ЕД	$U_{\text{дв_м_н}}$	В	380	Дані НДР
7.	Номінальний струм якоря ЕД при ПВ 100%	$I_{\text{дв_м_н}}$	А	495	Дані НДР
8.	Максимально допустимий струм ЕД	$I_{\text{дв_м_max}}$	А	1550	Дані НДР
9.	Номінальний момент якоря ЕД	$M_{\text{дв_м_н}}$	Н·м	3300	розрахунок ТПЭП
10.	Номінальна напруга збудження ЕД	$U_{\text{в_дв_м_н}}$	В	220	Дані НДР

Продовження табл. Б.2

1	2	3	4	5	6
11.	Номінальний струм збудження ЕД	$I_{\text{в_дв_м_н}}$	А	11,5	Дані НДР
12.	Мінімальний струм збудження ЕД	$I_{\text{в_дв_м_min}}$	А	2,3	Дані НДР
13.	Номінальна ЕДС ЕД	$E_{\text{дв_м_н}}$	В	360	розрахунок ТПЕП
14.	Момент інерції ЕД	$J_{\text{дв_м}}$	кг·м ²	30	Дані НДР
15.	Момент інерції механізму моталки, приведений до вала ЕД	$J_{\text{м_м}}$	кг·м ²	53,5	розрахунок ТПЕП
16.	Передатне число редуктора моталки	$i_{\text{рм}}$		3,143	Дані НДР
17.	Коефіцієнт ЕДС ЕД при номінальному потоці збудження ЕД ($\Phi = \Phi_{\text{н}}$)	$C_E \cdot \Phi_{\text{н}} = \frac{E_{\text{дв_м_н}}}{\omega_{\text{дв_м_н}}}$	В·с/рад	6,6	розрахунок ТПЕП
18.	Конструктивний коефіцієнт впливу струму збудження на ЕДС ЕД	$K_E = \frac{C_E \cdot \Phi_{\text{н}}}{I_{\text{в_дв_м_н}}}$	(В·с)/(рад·А)	0,574	розрахунок
19.	Коефіцієнт моменту ЕД при номінальному потоці збудження ЕД ($\Phi = \Phi_{\text{н}}$)	$C_M \cdot \Phi_{\text{н}} = \frac{M_{\text{дв_м_н}}}{I_{\text{дв_м_н}}}$	Н·м/А	6,67	розрахунок
20.	Конструктивний коефіцієнт впливу струму збудження на момент ЕД	$K_M = \frac{C_M \cdot \Phi_{\text{н}}}{I_{\text{в_дв_м_н}}}$	Н·м/А ²	0,58	розрахунок
21.	Передатна функція розімкнутого контуру струму	$W_{\text{кт_р}}(p)$	А/А	$\frac{410}{p \cdot (1 + 0,01 \cdot p)}$	розрахунок ТПЕП приведений до розмірності А/А
22.	Передатна функція замкнутого контуру струму збудження	$W_{\text{ктв_з}}(p)$	А/А	$\frac{1,293 \cdot (1 + 1,198 \cdot p)}{(1 + 1,125 \cdot p)}$	розрахунок ТПЕП
23.	Передатна функція регулятора ЕДС	$W_{\text{рЕ}}(p)$	В/А	$\frac{(1 + 1,125 \cdot p)}{0,261 \cdot p}$	розрахунок ТПЕП

Щільність заповнення мотка приймаємо по щільності змотування $0,785 \cdot \chi_{\text{нм}}$ і рівній значенню 0,65.

Статичний момент на валу моталки – $M_{\text{с}_\text{м}}$, визначається по формулі:

$$M_{\text{с}_\text{м}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2 \cdot D_{\text{н}_\text{м}}}{8 \cdot i_{\text{рм}}} \cdot \sigma_{\text{п}_\text{м}} . \quad (\text{Б.4})$$

Б.3 Модель кліті

Кліть являє собою традиційну систему «тиристорний перетворювач-двигун» із двоконтурною двозонною системою підлеглого регулювання стандартної структури (див., наприклад, [30, 124,138]). У той же час, на ДСДС 250/150-6 керування швидкісним режимом здійснюється «регулюванням назад» (див. [101, 102]) при постійному завданні швидкості обертання швидкості кліті, що дозволяє спростити структурну схему системи кліті. Така спрощена структурна схема приведена на рис.Б.3, а початкові і розрахункові дані даної системи регулювання кліті – у табл. Б.3.

Статичний момент навантаження від натягу перед кліттю, приведений до вала двигуна кліті – $M_{\text{с}_\sigma}$, розраховується по натягу прокату за кліттю – $\sigma_{\text{п}_\text{кл}}$, по формулі:

$$M_{\text{с}_\sigma} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2 \cdot D_{\text{кл}_\text{к}}}{8 \cdot i_{\text{ркл}}} \cdot \sigma_{\text{п}_\text{кл}} , \quad (\text{Б.5})$$

де $D_{\text{кл}_\text{к}}$ – діаметр валків, що катає, випускної кліті.

Приймаємо по таблицях калібрування для умов ДСДС 250/150-6 $D_{\text{кл}_\text{к}} = 270 \text{ мм}$.

Продовження таблиці Б.3.

1	2	3	4	5	6
4.	Номінальна напруга ЕД	$U_{\text{ДВ_КЛ_Н}}$	В	600	Дані роботи [21]
5.	Номінальний струм якоря ЕД	$I_{\text{ДВ_М_Н}}$	А	1440	Дані роботи [21]
6.	Номінальна ЕРС ЕД	$E_{\text{ДВ_КЛ_Н}}$	В	578	Дані роботи [21]
7.	Номінальна напруга збудження ЕД	$U_{\text{В_ДВ_КЛ_Н}}$	В	220	Дані роботи [21]
8.	Номінальний струм збудження ЕД	$I_{\text{В_ДВ_КЛ_Н}}$	А	11	Дані роботи [21]
9.	Коефіцієнт ЕРС ЕД при номінальному потоці збудження ЕД ($\Phi = \Phi_{\text{н}}$)	$C_E \cdot \Phi_{\text{н}} = \frac{E_{\text{ДВ_М_Н}}}{\omega_{\text{ДВ_М_Н}}}$	В·с/рад	11	Дані роботи [21]
10.	Електромагнітн а постійна часу якірного ланцюга	$T_{\text{ДВ_КЛ_Я}}$	с	0,1	Дані роботи [21]
11.	Опір якірного ланцюга	$R_{\text{ДВ_КЛ_Я}}$	Ом	0,015	Дані роботи [21]
12.	Електромеханіч на постійна часу при $\Phi = \Phi_{\text{н}}$	$T_{\text{ДВ_КЛ_М}}$	с	0,21	Дані роботи [21]
13.	Постійна часу обмотки збудження	$T_{\text{ДВ_КЛ_В}}$	с	2,5	Дані роботи [21]
14.	Некомпенсуєма постійна часу контуру струму	$T_{\mu_{\text{КЛ}}}$	с	0,01	Приймається
15.	Номінальна швидкість обертання ЕД	$\omega_{\text{ДВ_КЛ_Н}} = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot N_{\text{ДВ_КЛ_Н}}$	рад/с	52,33	Розрахунок
16.	Номінальний момент двигуна	$M_{\text{ДВ_М_Н}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{ДВ_КЛ_Н}}}{N_{\text{ДВ_КЛ_Н}}}$	Н·м	15280	Розрахунок

Продовження таблиці Б.3.

1	2	3	4	5	6
17.	Коефіцієнт моменту ЕД при номінальному потоці збудження ЕД ($\Phi = \Phi_n$) ²	$K_{M_n} = C_M \cdot \Phi_n = \frac{M_{дв_кл_н}}{I_{дв_кл_н}}$	Н·м/А	10,61	Розрахунок
18.	Момент інерції механізмів кліті, приведений до вала ЕД	$J_{кл} = \frac{T_{дв_кл_м}}{R_{дв_кл_я}} \cdot K_{M_n}$	кг·м ²	148,54	Розрахунок
19.	Постійна часу замкнутого контуру струму	$T_t = a_t \cdot T_{\mu_кл}$	с	0,02	Розрахунок, a_t – коефіцієнт настроювання контуру струму, приймається $a_t = 2$
20.	Постійна часу інтегрування внутрішнього контуру швидкості (по каналу керування)	$T_c = a_c \cdot T_t$	с	0,04	Розрахунок, a_c – коефіцієнт настроювання контуру швидкості, приймається $a_c = 2$
21.	Постійна часу інтегрування зовнішнього контуру швидкості (по каналу збудження)	$T_{c1} = a_c \cdot b_c \cdot T_t$	с	0,08	Розрахунок, a_c, b_c – коефіцієнти настроювання контуру швидкості, приймається $a_c = 2, b_c = 2$
22.	Передатне число редуктора моталки	$i_{ркл}$		0,4	Дані НДР

Додаток В

В.1 Умови корегування щільності змотування

Зміна швидкості обертання столу моталки в процесі змотування вимагає і коректування швидкості руху укладальника для забезпечення заданої щільності змотування.

Дійсно, щільність змотування мотка – χ_{HM} визначається відношенням діаметра прокату – $D_{\text{П}}$, до кроку між витками – z_{MB} :

$$\chi_{\text{HM}} = \frac{D_{\text{П}}}{z_{\text{MB}}} . \quad (\text{B.1})$$

Якщо заданий зазор між витками – h_{MB} , то z_{MB} визначається як:

$$z_{\text{MB}} = D_{\text{П}} + h_{\text{MB}} . \quad (\text{B.2})$$

Для одержання необхідної щільності змотування необхідно погодити лінійну швидкість руху укладальника – $V_{\text{укл}}$, з швидкістю обертання столу моталки так, щоб за один оберт обертання столу моталки, тобто за час $\tau_{\text{ВТК}}$:

$$\tau_{\text{ВТК}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{i_{\text{PM}}}{\omega_{\text{ДВ_М}}} , \quad (\text{B.3})$$

де $\omega_{\text{М}}$ – поточна швидкість обертання двигуна моталки, прокат перемістився на крок між витками. Тобто необхідна швидкість руху укладальника повинна бути:

$$V_{\text{укл}} = \frac{z_{\text{MB}}}{\tau_{\text{ВТК}}} .$$

Швидкість обертання столу моталки Гаррета з пошаровим укладанням прокату в сталому режимі змотування жорстко зв'язана зі швидкістю прокату:

$$\omega_{\text{ДВ_М}} = \frac{i_{\text{PM}} \cdot V_{\text{П_М}}}{\left(R_{\text{с_бр}} + \frac{D_{\text{П}}}{2} \cdot (2 \cdot n_{\text{сл}} - 1) \right)} , \quad (\text{B.4})$$

де $n_{\text{сл}}$ – номер поточного змотуваного шару.

Тому, як впливає з (В.1, В.3, В.4), навіть для одержання мотка з постійною щільністю змотування необхідно в процесі змотування змінювати швидкість руху укладальника від шару до шару і при зміні швидкості прокату:

$$V_{\text{укл}} = \frac{D_{\text{п}}}{\chi_{\text{нм}}} \cdot \frac{V_{\text{п.м}}}{2 \cdot \pi \cdot \left(R_{\text{с.бр}} + \frac{D_{\text{п}}}{2} \cdot (2 \cdot n_{\text{сп}} - 1) \right)}, \quad (\text{В.5})$$

або, у залежності від швидкості обертання моталки:

$$V_{\text{укл}} = \frac{D_{\text{п}}}{\chi_{\text{нм}}} \cdot \frac{\omega_{\text{дв.м}}}{2 \cdot \pi \cdot i_{\text{рм}}}. \quad (\text{В.6})$$

Фактично ж, для найбільш повного задоволення технологічних вимог споживачів до мотків необхідно мати різну щільність змотування внутрішніх, зовнішніх і середніх шарів мотка. Більш висока щільність змотування зовнішніх і внутрішніх шарів забезпечує товарний вид і кращу транспортабельність мотків, а більш низька щільність середніх шарів – гарну протравленість мотка в споживачів.

Таким чином, забезпечення якісного змотування мотка вимагає рішення задачі точного регулювання швидкості руху укладальника в залежності від номера поточного змотуваного шару і швидкості обертання столу моталки.

В даний час живлення гідроциліндра укладальника здійснюється від загальної гідростанції ділянки моталок через набудовані дроселі, що, саме по собі, не забезпечує необхідне плавне регулювання швидкості укладальника відповідно до (В.5, В.6). До гідравлічної станції підключено ряд потужних споживачів, як-то: гідравлічні системи підйому столів моталок, гідравлічні системи секцій крокуючих транспортерів і деякі більш дрібні споживачі, робота яких призводить до коливань тиску на вході гідроциліндра.

Одним з напрямків рішення даної задачі є перехід до живлення гідропривода кожного укладальника від локальної гідравлічної станції з регулюванням витрати масла швидкістю обертання насоса гідравлічної станції. Таке технічне рішення дозволило б регулювати витрату масла в гідроциліндрі укладальника в широких межах, однак досліджень по керуванню укладальником моталки за рахунок регулювання насоса гідростанції автором знайдені не були.

В.2 Розрахункова кінетостатична схема водила укладальника та її опис

Розрахункова кінетостатична схема водила укладальника при його русі нагору, складена на основі розрахункової схеми моделі змотування (див. рис.3.3), приведена на рис. В.1

Оскільки сума моментів усіх сил, прикладених до водила укладальника має дорівнювати нулю, то можна записати (позначення – див.рис. В.1):

$$F_{H_M} \cdot (H_M - h_y) \pm F_{y_{гц}} \cdot l_{y_{гц}} - F_{y_{т}} \cdot l_{y_{гц}} - J_{y_{пр}} \cdot \frac{d\omega_y}{dt} = 0 . \quad (B.7)$$

Знак плюс перед другим складовим відповідає рухові носка водила укладальника нагору, а знак мінус – униз.

У першому складовому (B.7) величина F_{H_M} може бути розрахована по робочій величині питомого натягу прокату (див. (1.8)) або струму змотування (див. (1.3)). Величина H_M задається конструктивно, а h_y в процесі змотування прокату міняється в межах $0 \leq h_y \leq H_M$.

В другому складовому (B.7) величина $F_{y_{гц}}$ визначається через різницю тиску масла в нижній ($p_{гц_н}$) і верхній ($p_{гц_в}$) порожнинах гідроциліндра:

$$F_{y_{гц}} = \frac{p_{гц_н} - p_{гц_в}}{\eta_{гц}} \cdot S_{гц_п} , \quad (B.8)$$

де: $S_{гц_п}$ – активна площа поршня гідроциліндра укладальника; $\eta_{гц}$ – к.к.д. гідроциліндра, що враховує втрати на тертя в ущільненнях поршня і штока. Звичайно приймають $\eta_{гц} \approx 0,9$ (див. [29], стор. 291).

У третьому складовому (В.7) величина $F_{y_{\tau}}$ є силою ваги водила укладальника:

$$F_{y_{\tau}} = m_{y_{\text{пр}}} \cdot g, \quad (\text{В.10})$$

де g – прискорення сили ваги $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Четверта складова у (В.7) описує кутовий інерційний момент, прикладений до водила укладальника масою $m_{y_{\text{пр}}}$ щодо осі його коливання з кутовою швидкістю ω_y .

Вертикальна лінійна швидкість руху носка укладальника $V_{\text{укл}}$ розраховується в залежності від діаметра прокату, діаметра змотування і заданої щільності змотування – див. (1.13), а вертикальна швидкість штока циліндра тоді може бути розрахована як:

$$V_{y_{\text{гц}}} = V_{\text{укл}} \cdot \frac{l_{y_{\text{гц}}}}{l_y}. \quad (\text{В.11})$$

Прийнявши в першому наближенні для даного розрахунку $V_{\text{укл}} \approx \omega_y \cdot l_y$ маємо:

$$\frac{d\omega_y}{dt} \approx \frac{1}{l_y} \cdot \frac{dV_{\text{укл}}}{dt}. \quad (\text{В.12})$$

Помітимо, що в процесі змотування кожного шару швидкість руху укладальника постійна – $V_{\text{укл}} = \text{const}$. Отже, динамічний інерційний момент з'являється тільки при реверсі водила, тобто в крайніх його положеннях, що дозволяє при розрахунку гідроприводу укладальника прийняти його рівним нулю.

Розглянемо випадок рівномірного руху укладальника нагору.

Тоді рівняння (В.7) з урахуванням рівнянь (1.8, 4.2, 4.3, 4.4) можна записати в розгорнутому виді:

$$\begin{aligned} & (H_m - h_y) \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} \cdot \sigma_{\text{п}} + \frac{p_{\text{гц}_\text{н}}}{\eta_{\text{гц}}} \cdot S_{\text{гц}_\text{п}} \cdot l_{y_{\text{гц}}} - \\ & - \frac{p_a + \Delta p_{\text{гр}}}{\eta_{\text{гц}}} \cdot S_{\text{гц}_\text{п}} \cdot l_{y_{\text{гц}}} - m_{y_{\text{пр}}} \cdot g \cdot l_{y_{\text{гц}}} = 0 \end{aligned} \quad (\text{В.13})$$

Вирішуючи останнє рівняння відносно $p_{\text{гц}_\text{н}}$, одержуємо умову рівномірного руху укладальника нагору:

$$p_{\text{гц}_\text{н}} = p_a + \Delta p_{\text{гр}} + m_{\text{у}_\text{пр}} \cdot g \cdot \frac{\eta_{\text{гц}}}{S_{\text{гц}_\text{п}}} - \sigma_{\text{п}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\eta_{\text{гц}} \cdot D_{\text{п}}^2}{S_{\text{гц}_\text{п}} \cdot l_{\text{у}_\text{гц}}} \cdot (H_{\text{м}} - h_{\text{у}}) . \quad (\text{B.14})$$

Максимальне значення тиску у верхній порожнині гідроциліндра, а, отже, і потужність насоса укладальника, буде розвиватися у верхнім його положенні коли $h_{\text{у}} \rightarrow H_{\text{м}}$ й останній доданок у (4.2) прагнути до нуля. Тоді остаточно маємо розрахункову максимальну величину тиску в нижній порожнині гідроциліндра $p_{\text{гц}_\text{н}_\text{расч}}$:

$$p_{\text{гц}_\text{н}_\text{расч}} = p_a + \Delta p_{\text{гр}} + m_{\text{у}_\text{пр}} \cdot g \cdot \frac{\eta_{\text{гц}}}{S_{\text{гц}_\text{п}}} . \quad (\text{B.15})$$

Розрахункова споживана потужність на штоці гідроциліндра укладальника – $N_{\text{гц}_\text{расч}}$, дорівнює:

$$N_{\text{гц}_\text{расч}} = p_{\text{гц}_\text{н}_\text{расч}} \cdot S_{\text{гц}_\text{п}} \cdot V_{\text{у}_\text{гц}} . \quad (\text{B.16})$$

З (1.3) випливає, що максимальна швидкість руху носка водила укладальника – $V_{\text{гц}_\text{мах}}$, має місце при змотуванні першого шару. Тоді, з обліком (B.11), для максимальної швидкості штока гідроциліндра – $V_{\text{гц}_\text{мах}}$, можна записати:

$$V_{\text{гц}_\text{мах}} = \frac{D_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}_\text{м}}}{\chi_{\text{нм}} \cdot \left(R_{\text{с}_\text{бр}} + \frac{D_{\text{п}}}{2} \right)} \cdot \frac{l_{\text{у}_\text{гц}}}{l_{\text{у}}} , \quad (\text{B.17})$$

тобто вона залежить від конструктивних параметрів моталки, профілерозміру змотуваного прокату (робоча (максимальна) швидкість прокатки визначається так само профілерозміром і приводиться в таблиці калібрування профілерозміру) і мінімально необхідною щільністю мотка. З практики – щільність змотування мотка $\chi_{\text{нм}}$ не буває менш 0,5.

Мінімальна швидкість руху носка водила укладальника – $V_{\text{гц}_\text{мін}}$, має місце при максимальній щільності укладання ($\chi_{\text{нм}} = 1$) і максимально можливому діаметрі мотка, що обмежений зверху внутрішнім діаметром бурту піддона стола моталки – $D_{\text{пс}}$:

$$V_{\text{гц_min}} = \frac{D_{\text{п}} \cdot V_{\text{п_м}}}{\left(D_{\text{пс}} - \frac{D_{\text{п}}}{2}\right)} \cdot \frac{l_{\text{у_гц}}}{l_{\text{у}}}, \quad (\text{B.18})$$

Оскільки потужність насоса повинна компенсувати додаткові втрати в гідросистемі, то його корисна розрахункова потужність – $N_{\text{н_расч}}$, визначитися як:

$$N_{\text{н_расч}} = (p_{\text{гц_н_расч}} + \Delta p_{\text{гр}}) \cdot S_{\text{гц_п}} \cdot V_{\text{у_гц}}, \quad (\text{B.19})$$

а потужність, яку необхідно підвести до насоса – $N_{\text{н_пдв}}$, тоді дорівнює (див. [29]):

$$N_{\text{н_пдв}} = \frac{N_{\text{н_расч}}}{\eta_{\text{o}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (\text{B.20})$$

де: η_{o} – об'ємний к.к.д., що враховує витоки в насосі; $\eta_{\text{г}}$ – гідравлічний к.к.д., враховуючої втрати на гідравлічні опори в насосі; $\eta_{\text{м}}$ – механічний к.к.д., що враховує втрати на тертя. Для шестеренчастих насосів звичайно можна прийняти $\eta_{\text{o}} = 0,92$, $\eta_{\text{г}} = 0,95$, $\eta_{\text{м}} = 0,98$ [29].

Насос гідростанції укладальника вибирається виходячи з тієї максимальної витрати рідини, яку треба забезпечити – $Q_{\text{н_max}}$:

$$Q_{\text{н_max}} = V_{\text{у_гц_max}} \cdot S_{\text{гц_п}}, \quad (\text{B.21})$$

з урахуванням коефіцієнта запасу по витраті – $K_{\text{з_п}}$, тобто насос повинен забезпечувати номінальну витрату $Q_{\text{н_ном}}$:

$$Q_{\text{н_ном}} \geq K_{\text{з_п}} \cdot Q_{\text{н_max}} \quad (\text{B.22})$$

при номінальній швидкості обертання $n_{\text{н_ном}}$.

Коефіцієнт перерахування швидкості руху носка водила укладальника від швидкості обертання насоса – $K_{\text{н_п} \leftarrow \text{V}}$, розраховується з вираження:

$$K_{\text{н_V} \rightarrow \text{n}} = n_{\text{н_ном}} \cdot \frac{Q_{\text{н_max}}}{Q_{\text{н_ном}}}. \quad (\text{B.23})$$

Шестеренчасті об'ємні насоси роблять з тією же лінійкою швидкостей обертання, що й електродвигуни, тобто електродвигун насоса вибирається так, щоб

його номінальна швидкість обертання $n_{\text{эд_ном}}$ дорівнювала номінальній швидкості насоса — $n_{\text{эд_ном}} = n_{\text{н_ном}}$.

Перейдемо, тепер до питання вибору потужності електродвигуна.

Номінальна потужність електродвигуна — $N_{\text{эд_ном}}$, повинна забезпечувати витрату насоса як при максимальній, так і при мінімальній швидкості переміщення укладальника.

У першому випадку (В.20) з обліком (В.17, В.19) запишемо як:

$$N_{\text{н_пдв_max}} = \frac{(p_{\text{гц_н_расч}} + \Delta p_{\text{гр}}) \cdot S_{\text{гц_п}} \cdot \max \left\{ V_{\text{у_гц_max}} \right\}_{V_{\text{у_гц}} \in V_{\text{у_гц_max}}}}{\eta_o \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (\text{В.24})$$

де $\max \left\{ V_{\text{у_гц}} \right\}_{V_{\text{у_гц}} \in V_{\text{у_гц_max}}}$ максимальне значення $V_{\text{у_гц}}$ з множини можливих значень

$V_{\text{у_гц_max}}$, розрахованих по (В.17) для всіх профілерозмірів при $\chi_{\text{нм}} = 0,5$.

При цьому дана потужність повинна забезпечуватися при максимальній швидкості обертання насоса $n_{\text{н_max}}$:

$$n_{\text{н_max}} = K_{\text{н_V} \rightarrow \text{н}} \cdot \max \left\{ V_{\text{у_гц}} \right\}_{V_{\text{у_гц}} \in V_{\text{у_гц_max}}}. \quad (\text{В.25})$$

В другому (В.20) з обліком (В.18, В.20) запишемо як

$$N_{\text{н_пдв_min}} = \frac{(p_{\text{гц_н_расч}} + \Delta p_{\text{гр}}) \cdot S_{\text{гц_п}} \cdot \min \left\{ V_{\text{у_гц_min}} \right\}_{V_{\text{у_гц}} \in V_{\text{у_гц_mix}}}}{\eta_o \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (\text{В.26})$$

де $\min \left\{ V_{\text{у_гц_min}} \right\}_{V_{\text{у_гц}} \in V_{\text{у_гц_mix}}}$ максимальне значення $V_{\text{у_гц}}$ з множини можливих значень

$V_{\text{у_гц_min}}$, розрахованих по (В.18) для всіх профілерозмірів.

При цьому дана потужність повинна забезпечуватися при мінімальній швидкості обертання насоса $n_{\text{н_min}}$:

$$n_{\text{н_min}} = K_{\text{н_V} \rightarrow \text{н}} \cdot \min \left\{ \frac{V_{\text{y_н_min}}}{V_{\text{y_н}} \in V_{\text{y_н_mix}}} \right\}. \quad (\text{B.27})$$

Електродвигун насоса є електродвигуном малої потужності (одиниці кВт). Такі двигуни випускаються із самообдувом, тобто мають вентилятор на осі ротора, і при зниженні швидкості обертання електродвигуна погіршуються умови його охолодження і зменшується його робоча припустима потужність у порівнянні з номінальною. Тому вибір потужності двигуна варто проводити по оцінці його теплового стану при мінімальній і максимальній швидкостях обертання.

Оцінимо залежність робочої потужності електродвигуна від швидкості його обертання на основі аналізу його теплових утрат.

Теплові втрати (в одиницю часу) в асинхронному двигуні – $\Theta_{\text{АД}}$, складаються з умовно постійних утрат – $\Theta_{\text{АД_п}}$ і активних утрат – $\Theta_{\text{АД_а}}$, тобто втрат зв'язаних із протіканням струму в обмотках статора і ротора, на вихрові струми і т.п.:

$$\Theta_{\text{АД}} = \Theta_{\text{АД_п}} + \Theta_{\text{АД_а}}. \quad (\text{B.28})$$

Наявність даних втрат обумовлює к.к.д. асинхронних двигунів порядку 0,7÷0,9.

Умовно постійні втрати, тобто ті, для яких у першому наближенні можна прийняти $\Theta_{\text{АД_п}} \approx \text{const}$, зв'язані з механічними втратами (приблизно до 1% номінальної потужності електродвигуна) і додатковими втратами (приблизно до 0,5% номінальної потужності електродвигуна), а активні втрати є перемінними і залежать від струмів, що протікають в обмотках асинхронного двигуна і поточного опору цих обмоток – до 10%÷25% номінальної потужності електродвигуна. У першому наближенні будемо вважати, що дані втрати пропорційні моменту на валу двигуна (квадрату струму асинхронного двигуна [57]):

$$\Theta_{\text{АД_а}} \approx K_{\text{атп}} \cdot M_{\text{АД}}, \quad (\text{B.29})$$

де $M_{\text{АД}}$ – момент на валу асинхронного електродвигуна; $K_{\text{атп}}$ – коефіцієнт активних теплових утрат.

Для асинхронних двигунів із самообдувом можна прийняти в першому наближенні, що відвід тепла від асинхронного двигуна – $Q_{\text{АД}}$ пропорційний швидкості повітряного потоку, що продувається через двигун, а останній, у свою чергу, є пропорційною функцією швидкості обертання вентилятора, що його створює (див. [83]), тобто у випадку самообдува – швидкості обертання валу електродвигуна :

$$Q_{\text{АД}} \approx K_{\text{тс}} \cdot \omega_{\text{АД}} , \quad (\text{B.30})$$

де: $\omega_{\text{АД}}$ – швидкість обертання асинхронного двигуна; $K_{\text{тс}}$ – коефіцієнт теплоснімання.

У сталому тепловому режимі асинхронного двигуна маємо

$$\Theta_{\text{АД}} = Q_{\text{АД}} . \quad (\text{B.31})$$

Такий режим має місце при роботі двигуна на номінальній швидкості обертання $\omega_{\text{АД}_\text{н}}$ з номінальним моментом $M_{\text{АД}_\text{н}}$:

$$K_{\text{атп}} \cdot M_{\text{АД}_\text{н}} = K_{\text{тс}} \cdot \omega_{\text{АД}_\text{н}} . \quad (\text{B.32})$$

При цьому електродвигун має на валу номінальну потужність $N_{\text{АД}_\text{н}}$:

$$N_{\text{АД}_\text{н}} = M_{\text{АД}_\text{н}} \cdot \omega_{\text{АД}_\text{н}} . \quad (\text{B.33})$$

З іншого боку, якщо зневажити механічними втратами двигуна, можна записати :

$$\Theta_{\text{АД}_\text{н}} = (1 - \eta_{\text{АД}_\text{н}}) \cdot N_{\text{АД}_\text{н}} , \quad (\text{B.34})$$

$$Q_{\text{АД}_\text{н}} = (1 - \eta_{\text{АД}_\text{н}}) \cdot N_{\text{АД}_\text{н}} . \quad (\text{B.35})$$

Тоді:

$$K_{\text{атп}} = (1 - \eta_{\text{АД}_\text{н}}) \cdot \frac{N_{\text{АД}_\text{н}}}{M_{\text{АД}_\text{н}}} , \quad (\text{B.36})$$

$$K_{\text{тс}} = (1 - \eta_{\text{АД}_\text{н}}) \cdot \frac{N_{\text{АД}_\text{н}}}{\omega_{\text{АД}_\text{н}}} . \quad (\text{B.37})$$

Тоді рівняння теплового балансу на швидкості $\omega_{\text{АД}}$ переписеться у виді

$$\frac{M_{\text{АД}}}{M_{\text{АД}_\text{н}}} = \frac{\omega_{\text{АД}}}{\omega_{\text{АД}_\text{н}}} . \quad (\text{B.38})$$

Додаток Г

Г.1 Акт про впровадження науково-технічних результатів дисертаційної роботи

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор прокатного департаменту
ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

С.В. Козачук

АКТ
про впровадження науково-технічних результатів дисертаційної роботи
Бешти Дмитра Олександровича

Науково-технічні результати дисертаційної роботи Бешти Дмитра Олександровича, щодо керування процесами змотування сортового прокату на прокатному стані ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», впроваджені при виконанні Контракту 4600012791/2776 від 19.05.2010 р. «Виконання АСУ механізмами дільниці моталок МПС 250/150-6 Прокатного цеха №3 на ВАТ „АрселорМіттал Кривий Ріг”» між ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг і ТОВ «НВП «РЕАТЕП»»

Начальник
Прокатного цеху №3

В.О. Баланенко

Директор
ТОВ «НВП «РЕАТЕП»»

С.А. Продан

Електрик
Прокатного цеху №3

О.О. Коробко

ТОВ «НВП «РЕАТЕП»

І.к. 35988025

Україна, м. Дніпропетровськ

Г.2 Довідка про впровадження науково-технічних результатів дисертаційної роботи

ДОВІДКА

про впровадження науково-технічних результатів
дисертаційної роботи Бешти Дмитра Олександровича

Науково-технічні результати дисертаційної роботи Бешти Дмитра Олександровича були впроваджені ТОВ «НВП «РЕАТЕП»» на прокатному стані ДСДС 250/150-6 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» в складі роботи "Виконання АСУ механізмами дільниці моталок МПС250/150-6 Прокатного цеха №3 на ВАТ „АрселорМіттал Кривий Ріг” (Контракт 4600012791/2776 від 19.05.2010 р. між ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг і ТОВ «НВП «РЕАТЕП»»). Передача наукових результатів здійснювалася при виконанні Державним вищим навчальним закладом „Національний гірничий університет роботи «Надання науково – технічних послуг при розробці і впровадженню АСУ моталок і термотрас моталок ДСДС 250/150-6» для ТОВ «НВП «РЕАТЕП»» відповідно до Договору № 070807 від 01.06.2010р.

Директор ТОВ «НВП «РЕАТЕП»»



С.А. Продан



Г.3 Акт впровадження в навчальний процес результатів наукової роботи



Затверджую
Перший проректор
«НТУ «Дніпровська політехніка»,
к.т.н., професор
О.О. Азюковський
«28» 04 2019 р.

АКТ впровадження в навчальний процес результатів наукової роботи

В даний час в машинобудуванні поширено використовується металопрокат, який поставляється в мотках. За для запобігання втрат металу потрібна підтримка високої якості сортового прокату та мотків зокрема, що є актуальною проблемою, яку зараз фактично неможливо вирішити без автоматизації відповідних процесів керування.

У дисертаційній роботі Бешти Дмитра Олександровича на тему «Автоматизація процесів керування перехідними режимами змотування сортового прокату на основі їх ідентифікації» вирішена актуальна наукова задача, яка полягає у дослідженні і розробці законів, методів, моделей та інших сучасних науково-технічних рішень з автоматизації процесу керування технологічними системами, що взаємодіють при змотуванні сортового прокату на моталках типу Гаррета. Отримані у роботі рішення сприяють зменшенню величини втрат прокату при його калібруванні завдяки підтриманню точності і стабільності поперечних геометричних розмірів на різних стадіях процесу змотування та забезпечують необхідну щільність мотків прокату

З огляду на актуальність проблематики отримані в дисертаційній роботі теоретичні й практичні результати використовуються у навчальному процесі при підготовці фахівців, а також при виконанні курсових та дипломних робіт студентами зі спеціальностей: «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології», «Комп'ютерна інженерія» у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка».

Завідувач кафедрою АП
доктор технічних наук, професор

В.В. Ткачов

Додаток Д

Д.1 Список опублікованих праць за темою дисертації

Наукові праці, у яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Куваєв В.М., Оптимальні умови заходу прокату в моталку типу Гаррета / Куваєв В.М., В.П. Іващенко, Д.О. Іванов, І.В. Політов, Д.О. Бешта // Теория и практика металлургии – 2017. – №1-2 (108-109). – С.59-63.
2. Куваєв В.М., Розробка електрогідروпривода укладальника моталки для процесу змотування сортового прокату / Куваєв В.М., Д.О. Бешта // Гірничя електромеханіка та автоматика – 2016. – №97. – С.16-20.
3. Куваєв В.М., Динамічна модель взаємодії механізмів ділянки кліть-моталка при змотуванні сортового прокату моталкою типу Гаррета / Куваєв В.М., Бешта Д.О. // Науковий вісник НГУ: Науково-технічний журнал. Дніпро – 2017 – № 4(160). – С.61-66. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази SCOPUS).*
4. Бешта Д.О., Розрахунок параметрів насоса та електродвигуна гідропривода укладальника моталки для процесу змотування сортового прокату / Бешта Д.О., Л.І. Цвіркун // Гірничя електромеханіка та автоматика – 2017. – №98. – С.67-73.
5. Куваєв В.М., Аналітичні дослідження механізму зриву витків у процесі намотування прокату на барабан моталки / Куваєв В.М., Д.О. Бешта // Теория и практика металлургии – 2017. – №3-4 (110-111). – С.105-110.
6. M. Kuzmenko, Active control system of mill products tension at the outlet of roughing train in continuous light-section mill / M. Kuzmenko, M. Rybalchenko, O. Boyko, D. Beshta // Naukovyi Visnyk NBU – 2018 – № 5 (167). – P.61-66. *(Видання включено до міжнародної наукометричної бази SCOPUS).*

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Бешта Д.О. Специфіка намотування дрібно сортного прокату моталкою з обертовим столом. \ Матеріали XII Міжнародної конференції «Проблеми використання інформаційних технологій в освіті, науці та промисловості» (м. Дніпро, 23-24 листопада 2016р.) – Д.:НГУ. – 2017. – С.35-39;
8. Бешта Д.О. Моделювання систем технологічної автоматизації прокатної лінії сортового стана \ Матеріали XII міжнародної науково-практична конференції «Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2017» (м.Чернігів, 26-29 червня 2017 р.) – Чернігів : ЧНТУ – 2017. – С.165-168;
9. Бешта Д.О. Особливості керування моталками типу Гаррета у перехідних режимах намотування сортового прокату \ Матеріали XVII науково-технічної конференції «Потураївські читання» (м. Дніпро 25 січня 2019р.) – Дніпро: НТУ ДП – 2019. – С.12;
10. Бешта Д.О. Особливості автоматичного керування трайбапаратом на сортопрокатних станах перед моталкою типа Гаррета \ Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції "Розвиток промисловості та суспільства" (м. Кривий Ріг 22 – 24 травня 2019 р.) – Кривий Ріг: КНУ – 2019. – С.147.