

РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ»

УДК 621.9

ИСЛАМКУЛОВ К.М., д.т.н., профессор
СЕЙТКУЛОВ А.Р., к.т.н.

Международный казахско-турецкий университет имени Х.А.Ясави

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРА ИЗНАШИВАНИЯ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ИНСТРУМЕНТА ИЗ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ
С РАЗЛИЧНЫМИ ВАРИАНТАМИ УПРОЧНЕНИЯ

Введение. Потерю формоустойчивости и разрушение режущей части инструмента связывают с пластическим и хрупким запасами прочности материала режущего инструмента, предельными величинами напряжений, возникающих в опасном сечении режущей части, а также действием как механических, так и тепловых нагрузок ударного и циклического приложения. Установлено, что главной причиной заметного снижения запаса прочности инструмента с покрытием является рост нормальных напряжений на контактных площадках инструмента. Среди причин, вызывающих разрушение покрытия, отмечаются невысокая прочность сцепления покрытия и матрицы, склонность инструмента с покрытием к упруго-пластическим изменениям формы режущей части, неоптимальный состав покрытия в зависимости от условий обработки, а также дефекты покрытия. В связи с этим предложен метод комплексной поверхностной обработки (КПО) инструментов из быстрорежущей стали, включающий предварительное азотирование в несамостоятельном газовом разряде с целью повышения сопротивляемости матрицы из быстрорежущей стали потере формоустойчивости и компенсации разности свойств покрытия и матрицы и последующее осаждение ионно-плазменных покрытий оптимального состава.

Постановка задачи. Создание на контактных площадках износостойкого комплекса, формируемого в процессе реализации технологии комплексной поверхностной обработки и оказывающего значительное влияние на изменение интенсивности и характера изнашивания инструмента, что может быть определяющим при эксплуатации дорогостоящих червячных фрез. Поэтому установление особенностей изнашивания инструмента из быстрорежущей стали с комплексной поверхностной обработкой при зубофрезеровании является важной задачей не только на этапе создания оптимальной конструкции инструмента с комплексной поверхностной обработкой, но и на этапе эффективного его применения.

Результаты работы. Для изучения механизма разрушения покрытия и характера изнашивания инструмента при зубофрезеровании проведены исследования на моделирующих зубьях-пластинах при обработке конструкционных сталей 35 и 45. В качестве моделирующих пластин использовались пластины с покрытием TiN и комплексной поверхностной обработкой, основой из быстрорежущей стали Р6М5. При этом толщина нитридотитанового покрытия составляла 5-6 мкм на задней поверхности и 3-4 мкм на передней поверхности, а азотированный слой имел толщину 30-35 мкм и микротвердость HV 1200-1250.

Исследование микрофотографии очагов износа контактных площадок передней и задней поверхностей контрольных пластин и пластин с покрытием и КПО при фрезеровании со скоростью 45 м/мин и подачей 0,25 мм/зуб, а также обобщенных длин контакта по передней поверхности показывает, что эти зависимости для исследованных пластин являются примерно одинаковыми. Однако для пластин с покрытием и КПО отмечено снижение длин контакта по передней поверхности, что приводит к заметному росту нормальных напряжений.

Микрофотографии очагов изнашивания пластин показывают, что, независимо от вариантов упрочнения, лимитирующий износ отмечен по уголкам задних поверхностей.

Сдерживающее влияние покрытия на развитие очагов изнашивания особенно проявляется по передней поверхности. В течение всего периода изнашивания контрольных пластин до величины $h_3 = 0,25$ мм установлен факт формирования участков на контактной площадке передней поверхности с повышенным количеством налипов обрабатываемого материала, причем с увеличением времени обработки отмечается объединение отдельных участков схватывания и налипания в обширные области налипов обрабатываемого материала, прочно соединенные с передней поверхностью. Последнее свидетельствует о наличии интенсивно протекающего механизма адгезионно-усталостного изнашивания инструмента.

На пластине с покрытием отдельные локальные участки с малыми размерами единичных пятен схватывания обрабатываемого материала образуются только через 40-60 сек работы инструмента, что свидетельствует о значительно меньшей интенсивности взаимодействия обрабатываемого материала и пластин с покрытием.

С увеличением времени обработки (свыше 3-5 мин.) разница в интенсивности изнашивания контрольных пластин и пластин с покрытием в значительной мере сглаживается. В дальнейшем условия работы инструментов мало отличаются друг от друга. Аналогичный характер изнашивания наблюдается и для пластин с комплексной поверхностной обработкой, однако в отличие от пластин без покрытия и с покрытием интенсивность их изнашивания значительно меньше, в результате чего время наработки на отказ пластины с комплексной поверхностной обработкой увеличивается.

Сравнение кривых "износ - время", представленных на рис. 1, подтверждает факт значительного повышения стойкости пластин с комплексной поверхностной обработкой по сравнению с контрольной пластиной и пластиной с покрытием.

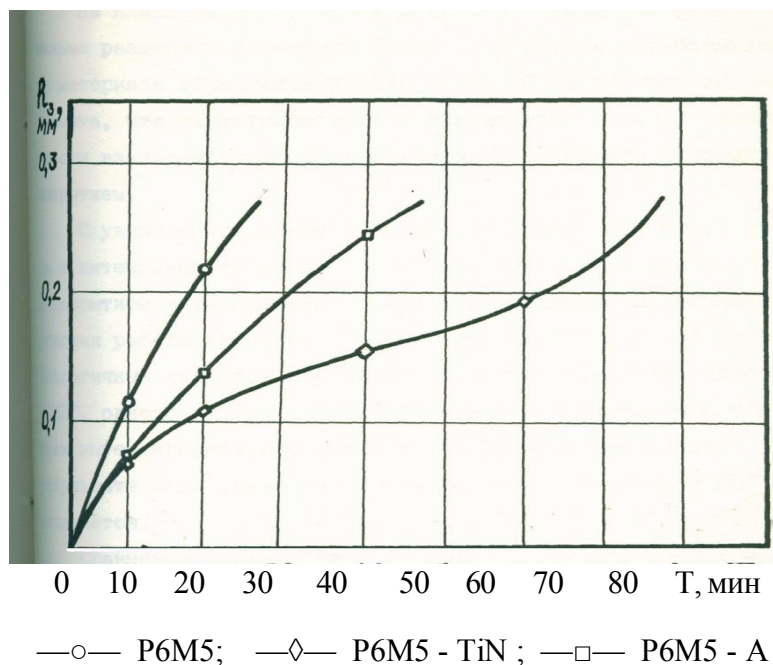


Рисунок 1 – Зависимость износа по задней поверхности от времени наработки при фрезеровании стали 35 зубьями-пластинами из P6M5 с $v = 48$ м/мин., $s = 0,25$ мм/з

Полученные данные позволяют отметить следующее.

В процессе резания режущая часть инструмента из быстрорежущей стали с покрытием находится в более тяжелых условиях нагружения из-за роста нормальных контактных напряжений и смещения максимальных контактных напряжений к режущей кромке по сравнению с инструментом из быстрорежущей стали без покрытия, что является причиной повышенной склонности инструмента с покрытием к потере формоустойчивости. Для пластин с комплексной поверхностной обработкой покрытие более эффективно сдерживает рост очага износа на передней поверхности и фаски на задней поверхности. Это связано с блокированием упруго-пластических деформаций, вызываемых возросшими в связи с наличием покрытия контактными напряжениями, с помощью термостабильного слоя с повышенным запасом пластической прочности. Термостабильный слой формируется при предварительном ионном азотировании и способствует более эффективной работе износостойкого покрытия. Таким образом, работоспособность инструмента с комплексной поверхностной обработкой определяется оптимальным сочетанием свойств инструментальной матрицы и покрытия. Подтверждением высказанных положений являются результаты фиксирования контактных участков пластин с покрытием и комплексной поверхностной обработкой с помощью электронно-сканирующего микроскопа «LINK SYSTEMS» (Чехия). Анализ электронно-сканирующих снимков позволяет отметить снижение склонности к адгезионному взаимодействию для пластин с комплексной поверхностной обработкой с обрабатываемым материалом даже в начальный период катастрофического разрушения пластин, что значительно облегчает стружкообразование и способствует снижению температуры (уменьшение фрикционных источников тепла).

Разрушение пластины с покрытием начинается в результате разупрочнения и смятия контактного участка передней поверхности, примыкающей к режущей кромке, что приводит к ее прорыву вблизи уголка задней поверхности. Объясняется это особенностью процесса зубофрезерования, в том числе и тем, что режущая кромка на этом участке пластины имеет в 3-4 раза меньше задние углы и неблагоприятные условия сбега стружки.

На заключительной стадии испытаний, предшествующей катастрофическому разрушению пластины с комплексной поверхностной обработкой, на передней поверхности хотя и отмечается интенсивное адгезионное взаимодействие обрабатываемого материала с инструментальным, однако признаки образования ориентированных трещин, характерных для пластин с покрытием, отсутствуют, что можно связать с уменьшением деформации передней поверхности в результате наличия термостабильного слоя с более высоким пределом пластической прочности. Отсутствие сеток трещин сдерживает разрушение контактных поверхностей в результате вырывов. Причем, даже после разрушения покрытия термостабильный поверхностный слой быстрорежущей стали сохраняет формоустойчивость, а режущий инструмент – долговечность (работоспособность).

С увеличением скорости резания изнашивание контактных поверхностей протекают более устойчиво, без принципиального изменения механизма изнашивания как для пластины с покрытием, так и для пластины с комплексной поверхностной обработкой. Однако при подробном анализе очагов износа можно видеть, что в последнем случае большая часть площадки износа, особенно для варианта TiN, покрыта слоем обрабатываемого материала, причем налипание обрабатываемого материала происходит не по всей поверхности, а в виде полос, тянущихся от режущей кромки до центра лунки износа. Необходимо отметить, что на входе и выходе стружки из лунки наблюдаются зоны разрыва сплошности налипшего слоя, где, вероятно, и начинается износ в каждом последующем слое. Более детальное рассмотрение налипшего слоя показывает, что он состоит из большого числа тонких прослоек. Наличие тонких прослоек свидетельствует о том, что образование этого слоя происходит путем последовательного упрочнения очередной прослойки. В этом случае сдвиг осуществляется по менее упрочненному, но

более удаленному от контактной поверхности локальному объему материала. Если теплонапряженное состояние, создаваемое в результате пластических деформаций, недостаточно для разупрочнения образовавшихся прослоек, то налипший слой достаточно длительное время сохраняется на поверхности контактирования, разрушаясь при трении не на всю глубину.

По мере увеличения времени контактирования структур обрабатываемого и инструментального материалов формируется фронт подповерхностных трещин в структурах быстрорежущей стали, который приводит к формированию подповерхностных пор. Происходит разделение подповерхностного слоя на достаточно крупные фрагменты, разделенные между собой трещинами или порами. Образовавшиеся частицы быстрорежущей стали, плохо связанные с основным материалом, могут быть оторваны и вынесены из зоны прирезцово́й поверхностью стружки.

Как было установлено, темп изнашивания инструмента с комплексной поверхностной обработкой значительно ниже, чем у инструмента с покрытием, что является результатом высокого уровня сопротивления пластическим деформациям при температурах разупрочнения приповерхностных слоев инструментальной стали, которые сдерживают образование и развитие подповерхностных трещин.

Размер площадок схватывания и интенсивность их образования на различных участках контакта инструментального и обрабатываемого материалов имеет неравномерный характер и зависит от изменения химического состава приповерхностных слоев быстрорежущей стали в процессе обработки. С целью установления характера распределения элементов на поверхностях очагов износа быстрорежущих инструментов с покрытием и комплексной поверхностной обработкой проведен рентгеноспектральный анализ. Для сравнения изменения химического состава поверхности быстрорежущей стали в процессе изнашивания определяли спектры распределения элементов для остро заточенного инструмента с покрытием. Характер распределения основных элементов для инструментов с покрытием и комплексной поверхностной обработкой отличается незначительно, хотя для варианта с комплексной поверхностной обработкой процентное содержание титана меньше и составляет 75%, что может быть объяснено диффузией титана вглубь упрочненного слоя с образованием прочной связи, положительно влияющей на свойства поверхностного слоя инструмента. Спектральная линия титана свидетельствует о наличии титана по всей глубине формируемого комплекса, причем относительно высокое содержание титана обнаружено также в матрице быстрорежущей стали (до 6%), тогда как для образца с покрытием содержание титана с 98% в покрытии уменьшается до 45% на границе перехода от покрытия к матрице и резко уменьшается при переходе линии спектра в матрицу (до 0,6%). Наличие титана в поверхностном слое можно рассматривать как своеобразное микролегирование. Высокие механические и теплофизические свойства титана также должны оказать положительное влияние на характеристики поверхностного слоя инструмента.

Таким образом, результаты исследования показывают, что при обработке конструкционных сталей эффективность использования инструмента с комплексной поверхностной обработкой значительно выше, чем инструмента с покрытием в связи с тем, что оптимальное сочетание свойств формируемого комплекса может оказывать положительное влияние на повышение стойкости инструмента за счет сопротивления изнашиванию задней поверхности.

Выводы.

1. Установлено, что темп изнашивания инструмента с комплексной поверхностной обработкой значительно ниже, чем у инструмента с покрытием, что является результатом высокого уровня сопротивления пластическим деформациям при температурах разупрочнения приповерхностных слоев быстрорежущей стали, который сдерживает образование и развитие подповерхностных трещин.

2. Методом рентгеноспектрального анализа установлено более благоприятное распределение элементов, особенно на участке перехода "покрытие - матрица" для варианта с комплексной поверхностной обработкой, что свидетельствует о высокой прочности адгезионных связей между покрытием и матрицей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Методы и средства упрочнения поверхностей деталей машин / [под ред. А.П.Гусенкова]. – М.: Наука, 1992. – 404с.
2. Хокинг М. Металлические и керамические покрытия. Получение, свойства и применение / М.Хокинг, В.Васантасри, П.Сидки; под ред. Р.А.Андриевского. – М: Мир, 2000. – 518с.
3. Верещака А.С. Работоспособность инструмента с износостойким покрытием / Верещака А.С. – М.: Машиностроение, 1993. – 386с.

УДК 621.9

СЕЙТКУЛОВ А.Р., к.т.н.

ИСЛАМКУЛОВ К.М., д.т.н., профессор

Международный казахско-турецкий университет имени Х.А.Ясави

ПРИНЦИПЫ ПОДБОРА МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ПОКРЫТИЙ И МОДИФИЦИРОВАННЫХ СЛОЕВ

Введение. Основными конструкционными материалами в машиностроении, из которых изготовлено большинство деталей машин и механизмов, являются металлы и их сплавы. Наибольшее применение в промышленности получили черные металлы, в частности сплавы на основе железа, так как они обладают устойчивыми и достаточно высокими механическими характеристиками в течение продолжительного времени и, кроме того, дешевы. В исходном (отожженном) состоянии эти материалы в узлах трения практически не используются. Традиционными технологическими методами повышения их поверхностной твердости и износостойкости являются объемная или поверхностная закалка и легирование, поверхностное пластическое деформирование металлических материалов, а также наплавка и нанесение металлических гальванических покрытий. Все эти методы в значительной степени уже исчерпали свои возможности.

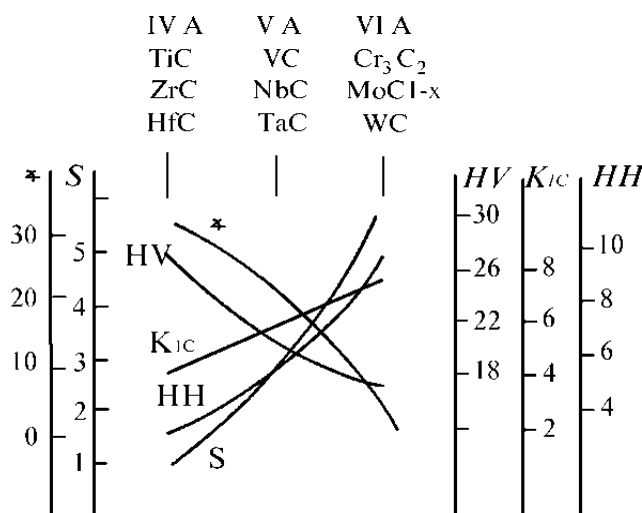
Постановка задачи. Проблемы с выбором материалов покрытия возникают в основном из-за ряда практически несовместимых требований, таких как обеспечение прочной адгезии покрытия к подложке и слабого взаимодействия поверхности покрытия с контртелом или высокая твердость и высокая вязкость покрытия, которые, как правило, не могут быть удовлетворены одновременно. Например, увеличение твердости и прочности обычно сопровождается уменьшением вязкости и адгезии.

Твердых материалов известно большое количество, поэтому важно иметь критерии выбора из них наиболее предпочтительных для использования в качестве покрытий. Неоценимую помощь могут оказать сведения о составе, структуре и свойствах известных компактных твердых материалов и покрытий, полученных различными способами.

Результаты работы. Твердые материалы, перспективные для применения в качестве покрытий, могут быть подразделены на три группы в зависимости от типа химической связи между атомами: 1) с металлической связью (металлоподобные бориды, карбиды, нитриды и силициды переходных металлов); 2) с ковалентной связью (карбиды, бориды и нитриды алюминия, кремния и бора, а также алмаз и бор); 3) с ионной связью (оксиды алюминия, циркония, титана, хрома, бериллия).

Все соединения характеризуются высокой твердостью и высокими температурами плавления. Модуль Юнга имеет наименьшие значения для твердых тел с ионной связью, а коэффициент термического расширения увеличивается в общем случае от твердых материалов с ковалентной связью к материалам с металлической и ионной связями. Анализ приведенных данных показывает, что каждая из групп твердых материалов имеет свои преимущества и недостатки при применении их в виде покрытий. Однако наиболее перспективными представляются тугоплавкие химические соединения с металлическими связями (металлоподобные соединения).

В металлоподобных твердых материалах металлические связи, так же как и локализованные связи металл-неметалл, отвечают за их физико-механические свойства. Вклад металлической связи у металлоподобных твердых материалов возрастает при переходе от металлов IV к металлам VI группы. Как следствие этого, изменяются их свойства. Так, при переходе от карбидов переходных металлов IV к VI группе наблюдается уменьшение твердости при комнатной температуре, увеличение горячей твердости и вязкости разрушения, уменьшение угла смачивания металлами и увеличение растворимости в Fe, Co, Ni (рис.1).



K_{1c} – вязкость разрушения, $\text{МПа}\cdot\text{м}^{1/2}$; $НН$ – горячая твердость ($\text{TiC}, \text{TaC}, \text{WC}, 800^\circ\text{C}$), ГПа ; HV – твердость по Виккерсу, ГПа ; \angle – угол смачивания (средние значения); S – растворимость в Fe, Co, Ni (мол %, $1300\text{-}1500^\circ\text{C}$)

Рисунок 1 – Свойства карбидов переходных металлов IV-VI групп периодической системы элементов

Металлоподобные твердые материалы, особенно карбиды и нитриды, имеют широкие области гомогенности. Это обеспечивает возможность регулирования свойств в широких пределах, что наглядно демонстрируется изменением твердости (рис.2) и прочности на разрыв (рис.3), измеренных для различного состава. Варьируя соотношением содержания неметалла и металла в соединении можно изменять многие свойства материала. В пределах областей гомогенности в нитридах и карбидах при снижении температуры могут выделяться новые фазы определенного химического состава. Эти выделения существуют в матрице в виде отдельных включений либо располагаются по границам зерен. Появление новых низкотемпературных фаз может приводить к увеличению твердости материала до 30%. Эти установленные закономерности для компактных материалов подтверждены и для покрытий. Так, известно образование в покрытии TiN_{1-x} новой фазы Ti_2N , обладающей повышенной по сравнению с матрицей твердостью.

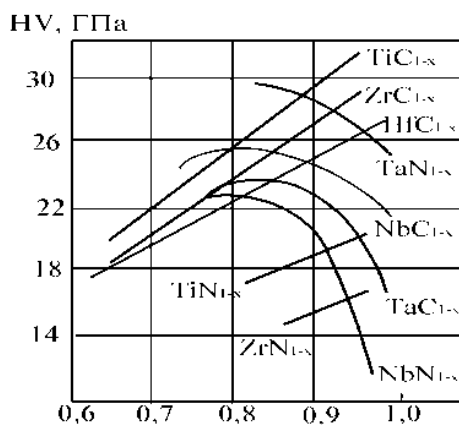


Рисунок 2 – Зависимость твердости от отношения C/Ta

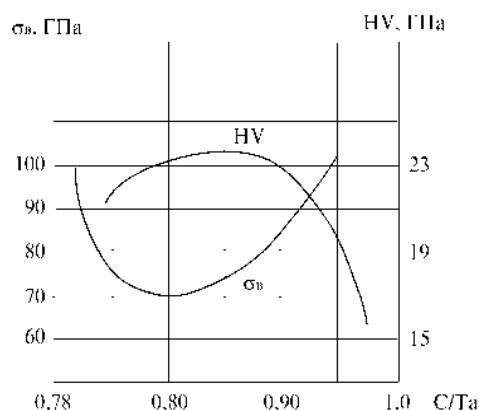


Рисунок 3 – Зависимость твердости и прочности содержания неметалла к металлу от отношения C/Ta для TaC_x

Немаловажной характеристикой металлоподобных твердых материалов, которую нельзя не учитывать, является анизотропия их свойств. Твердость TiB₂ и TiC, например, отличается на 30% в зависимости от ориентации кристаллической решетки. Процессы нанесения покрытий часто обеспечивают получение материала с определенной ориентацией кристаллов и, следовательно, позволяют управлять свойствами покрытий.

Изменение свойств металлоподобных твердых материалов осуществляется также созданием композиции на основе двух, трех и более переходных металлов.

Двойные карбиды и нитриды переходных металлов в большинстве случаев полностью растворимы в твердом состоянии. Как области полной растворимости, так и области разрыва растворимости при низких температурах могут быть использованы для оптимизации свойств покрытий. Карбиды и нитриды также полностью растворимы друг в друге, и трех-, четырехкомпонентные композиции часто характеризуются экстремальными свойствами.

Кроме трех- и четырехкомпонентных смешанных фаз известно около 600 тройных комплексных карбидов и нитридов. Из-за хрупкости большинства из этих композиций в качестве материалов покрытий можно использовать только некоторые из них: это фазы, имеющие структуры типа CrAlC и CaTiO₃. Такие представители сложных соединений, как Ti₂AlC или Ti₃AlN уже исследуются в качестве материалов покрытий, обладающих комплексом положительных свойств (твердостью, вязкостью, абразивной стойкостью и др.).

Оптимизацию свойств материалов покрытий можно осуществлять получением многофазных и многослойных покрытий. Для многофазных материалов и тем более для многослойных покрытий важное значение имеет характер взаимодействия фаз на границах раздела (фаз, слоев). Результаты исследования компактных материалов позволяют выделить по крайней мере три вида поверхностей раздела: 1) согласованные (когерентные) или частично согласованные на уровне кристаллических решеток поверхности раздела (рис.4, а); 2) поверхности раздела с "переходной" (перемешанной) зоной (рис.4, б); 3) свободные невзаимодействующие (или слабодействующие) друг с другом поверхности (рис.4, в).

Металлоподобные твердые материалы, как правило, образуют согласованные или полусогласованные поверхности раздела с металлами и другими металлическими материалами. Так, карбиды и нитриды переходных металлов с диборидами переходных металлов образуют согласованные поверхности раздела с низкой энергией. Примером могут служить многослойные и двухфазные покрытия TiC/TiB₂, обладающие более высокой износостойкостью, чем однофазные.

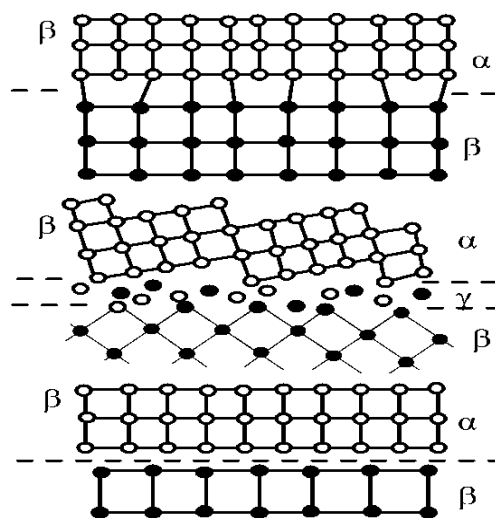
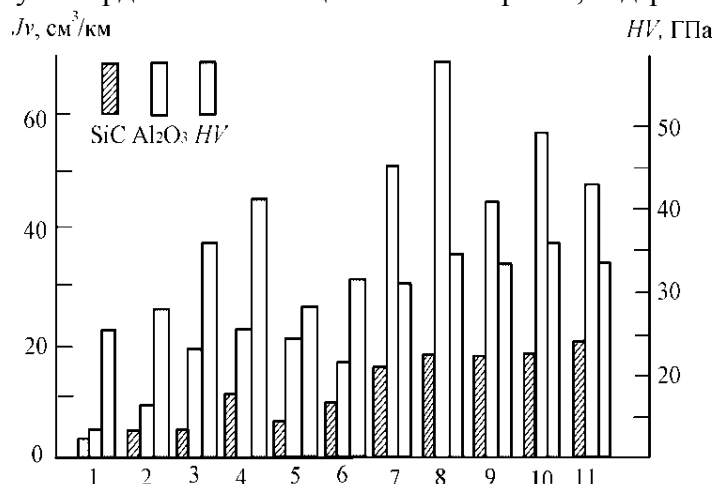


Рисунок 4 – Типы организации границ раздела в многофазных (многослойных) покрытиях (а также на границе подложка-покрытие)

Поверхности раздела между металлоподобными и твердыми материалами с ионной связью часто имеют "переходную" зону переменного состава (например, TiC/Al_2O_3). Свойства покрытия сильно зависят от состава и структуры этого промежуточного слоя.

Поверхность раздела между твердыми материалами с ковалентной связью может быть отнесена к типу поверхностей, образованных практически невзаимодействующими друг с другом фазами с преимущественно слабой адгезией (например, B_4C/BN и B_4C/Al_2O_3).

Важная роль границ раздела для материалов триботехнического назначения представляется очевидной, если сравнить результаты испытаний на абразивный износ однофазных и двухфазных компактных материалов. Из рис.5 следует, что более высокая абразивная стойкость является не только функцией высокой твердости. Например, абразивная стойкость карбида бора – материала с очень высокой твердостью – в три раза меньше, чем у имеющего меньшую твердость композиционного материала, содержащего B_4C .



1 – TiC; 2 – TiB₂; 3 – SiC; 4 – B₄C; 5 – B₄C - LaB₆; 6 – B₄C - Al₂O₃ (80/20); 7 – B₄C - TiB₂ - SiC (60/20/20); 8 – B₄C - SiC (63/37); 9 – B₄C - TiB₂ (80/20); 10 – B₄C - TiB₂ (75/25); 11 – B₄C - ZrB₂ (80/20)

Рисунок 5 – Абразивная стойкость и твердость различных однофазных и многофазных композитных материалов (SiC, Al₂O₃ - абразив)

Трение твердых материалов с ковалентной и ионной связями, таких как SiC и Al₂O₃ во многом схоже и определяется как структурой, так и поверхностными химическими реакциями. Трение и износ у таких керамических материалов анизотропны в условиях как абразивного, так и адгезионного изнашивания. Адсорбированные слои на поверхности играют важную роль в снижении трения. Увеличение температуры приводит к их десорбции и увеличению коэффициента трения.

Адгезия оксидных керамик к металлам, если последние образуют стабильные оксиды, может осуществляться через ионы кислорода внешнего атомного слоя керамики. При контакте с неактивными металлами сильных химических связей не образуется.

Таким образом, используя специфические индивидуальные характеристики различных твердых материалов, можно конструировать покрытия, в которых внутренний слой обеспечивает хорошую адгезию к подложке, один или несколько промежуточных слоев отвечают за твердость и прочность, а внешний слой уменьшает трение, адгезию и способность к взаимодействию с контртелом. Очевидная предпочтительность создания для триботехнических целей многофазных и многослойных покрытий требует усиленного внимания к оптимизации состава на границе фаз (слоев) с целью обеспечения высокой адгезии. Эффективность этого направления подтверждена значительно более высокой работоспособностью инструментальных неперетачиваемых пластинок с многослойными покрытиями по сравнению с однослойными.

Выводы. В целом задача создания качественных модифицированных поверхностных слоев и защитных покрытий может быть разделена на два основных этапа, которые в значительной степени взаимосвязаны. Во-первых, необходимо выбрать или разработать состав покрытия или модифицированного поверхностного слоя, который в комплексе с основным материалом должен создавать совместимую и практически полезную систему. Для покрытия это означает правильно выбранный материал (композиция), для модифицированного слоя – легирующий элемент или соединение. Во-вторых, необходимо разработать такую экономически оправданную технологию получения покрытия или поверхностного слоя, которая обеспечила бы их максимальную надежность в работе. Каждая конкретная задача требует своего индивидуального подхода к разработке состава покрытия и технологии его получения.

Перспективной технологией создания покрытий и модифицированных поверхностных слоев с заданными триботехническими свойствами является вакуумная ионно-плазменная технология, позволяющая получать износостойкие, антифрикционные покрытия и модифицированные поверхностные слои и гибко управлять их свойствами без существенного термического воздействия на основной объем деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хокинг М. Металлические и керамические покрытия. Получение, свойства и применение / Хокинг М., Васантасри В., Сидки П.; под ред. Р.А.Андреевского. – М.: Мир, 2000. – 518с.
2. Новое в технологии получения материалов / [Манохин А.И., Поживанов А.М., К.А. Блинов К.А. и др.]; под ред Ю.А.Осипьяна, А.Хауффа. – М.: Машиностроение, Наука, 1990. – 448с.
3. Технологические методы повышения долговечности машин криогенной техники / [Б.Т.Грязнов, А.Н.Зинкин и др.]. – Новосибирск: Наука, 1999. – 272с.

Дніпродзержинський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОКРИТТЯ НА ВЛАСТИВОСТІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

Вступ. В процесі роботи різального інструменту, основне навантаження приходить на його робочу поверхню, що призводить до часткового або повного зносу останньої. Існує ряд технологічних способів обробки робочої поверхні, направлених на її зміцнення.[1, 2], найбільш прогресивним і ефективним з яких є метод нанесення на поверхню інструменту покриттів.[3, 4].

Постановка задачі. Одним і найбільш важливим показником експлуатації різального інструменту є його працездатність, що визначає стан, при якому різальний інструмент виконує свою роботу, маючи знос робочих поверхонь, менший від критичного значення. Забезпечити максимізацію працездатності – означає підвищити зростання продуктивності праці, заощадити дорогий матеріал, енергію і трудові ресурси.

Працездатність різального інструменту може бути підвищена завдяки такій зміні поверхневих властивостей інструментального матеріалу, при якій контактна поверхня інструменту буде найбільш ефективно чинити опір абразивному, адгезійному, корозійно-окислювальному і іншим видам зносу, а також володіти достатнім запасом міцності при стискуванні, вигині, прикладанню ударних навантажень. Для підвищення працездатності металорізального інструменту з покриттям треба дослідити зміни властивостей його при нанесенні покриттів на різальну поверхню.

Результати роботи. Більшість інструментальних матеріалів володіють лише декількома з вказаних вище властивостей, що різко знижує їх сферу застосування. Наприклад, інструменти з швидкорізальної сталі мають відносно невисоку теплостійкість, середню твердість, невелику міцність при вигині і ударну в'язкість; керамічні різальні інструменти мають підвищену твердість, зносостійкість і високу теплопровідність, але їм властиві низька ударна в'язкість і підвищена крихкість.

Відомо, що для пари оброблюваний – інструментальний матеріали при заданих умовах обробки існують оптимальні режими різання, при яких забезпечується мінімальне зношення інструменту, а також найкращі показники параметрів якості поверхневого шару та експлуатаційних якостей деталі (шорсткість, мікротвердість та інше) після обробки. Оптимальним режимам різання відповідає оптимальна температура різання. Поясненням мінімального розмірного зносу інструменту при оптимальній температурі різання є максимальне відношення твердості інструментального матеріалу до твердості оброблюваного.

Зносостійкі покриття значно впливають на різні параметри процесу різання, як наслідок – на параметри поверхневого шару деталі. Покриття характеризуються низьким коефіцієнтом тертя, що значно зменшує довжину пластичного та пружного контакту стружки з деталлю, силу різання і температуру в зоні обробки.

На рис.1, 2 показані результати досліджень впливу покриттів із титанонікелевих (TiN), молібденонікелевих (MoN) і титаноалюмінієвонікелевих (TiAlN) на інструментальний матеріал із швидкорізальної сталі Р6М5.

Для відпрацювання процесів нанесення покриттів використали зразок, виготовлений зі сталі Р6М5. Після термообробки зразки додатково шліфувались і полірувались до отримання поверхні з шорсткістю $Rz = 0,04-0,02$ мкм. В результаті процесу нанесення були отримані покриття з чистих металів титану, молібдену, їх з'єднання в виді нітридів, а також багатокомпонентні покриття на основі з'єднань титана і алюмінію з азотом при одночасній роботі двох джерел напилювання з мішенями із титана та алюмінію. Величина струму вакуумно-дугового розряду з молібденовим катодом складала

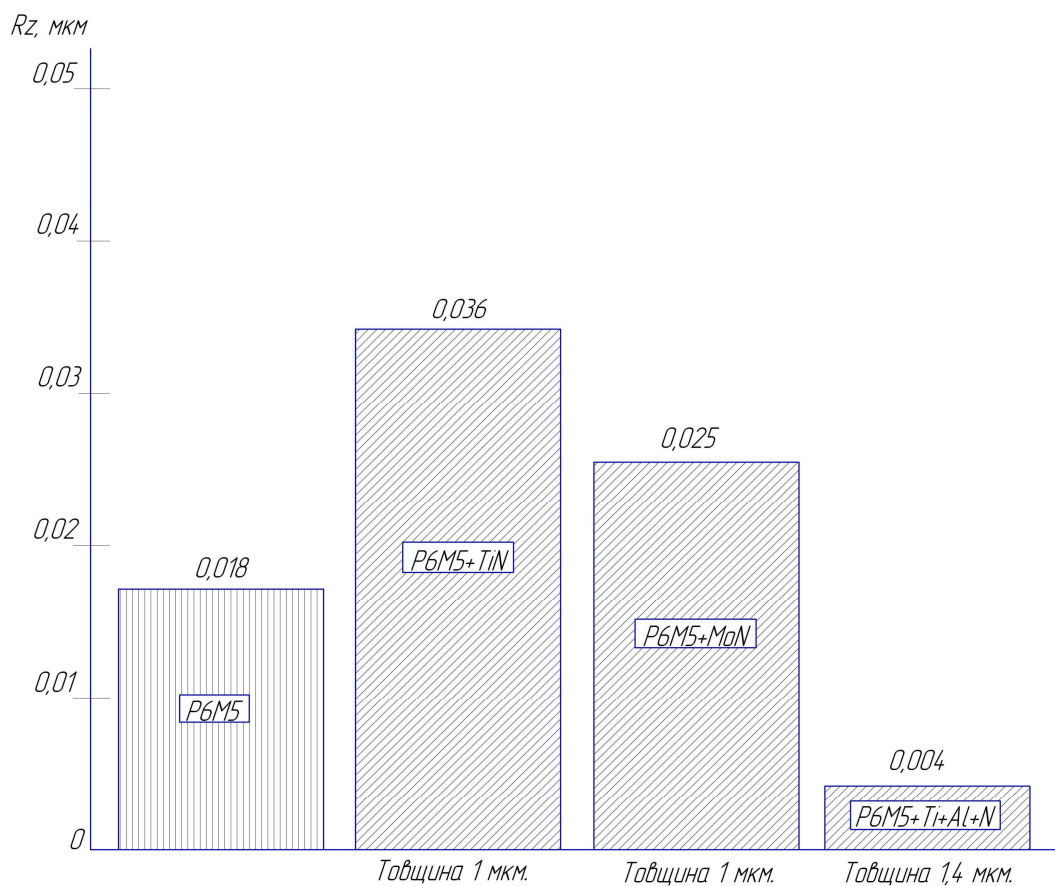


Рисунок 1 – Графік змін шорсткості в залежності від товщини шару покриття

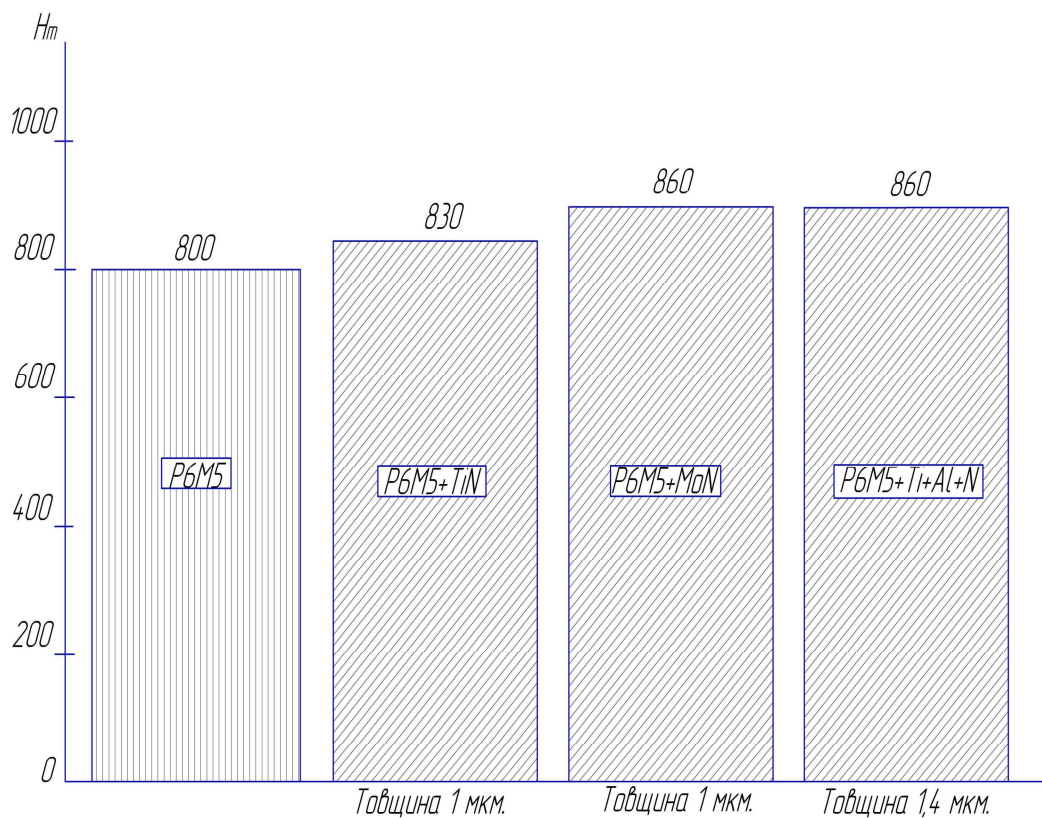


Рисунок 2 – Графік змін мікротвердості в залежності від товщини шару покриття

140-150 А, а відповідно з титановим або алюмінієвим катодом – 100-110 А. При нанесенні покриття в середовищі азоту його тиск був в межах $(1,3-3) \times 10^{-1}$ Па. Іонно-плазмова обробка поверхні зразків виконувалась в імпульсному режимі для запобігання нагріву зразків вище $200-250^{\circ}\text{C}$.

Інструменти з швидкорізальної сталі з покриттями показують значне підвищення стійкості при різних видах обробки вуглецевих, конструкційних і низьколегованих сталей, а також сірих чавунів низької і середньої твердості.

Використання різального інструменту із заздалегідь нанесеними тонкими (1-5 мкм) зносостійкими покриттями забезпечило ряд важливих переваг: підвищення продуктивності обробки різанням на 20-200%, збільшення терміну служби інструменту до 1,5-10 разів при обробці конструкційних сталей, до 4 разів – при різанні корозійно-стійких і жароміцних сталей, в 1,5-2,5 рази – при обробці титанових і нікелевих сплавів. Крім того, досягається зниження витрати складнопрофільного інструменту унаслідок зменшення кількості його переточувань.

При обробці матеріалів, де необхідна підвищена стійкість інструменту, зносостійкі покриття дозволяють на 20-30% збільшити швидкість різання. Найбільш ефективне використання інструментів досягається при різанні з малими значеннями товщини зрізу $a < 0,05$ мм за рахунок підвищення зносостійкості задньої поверхні інструменту і середньою його товщиною $a = 0,1 \dots 0,25$ мм за рахунок гальмування зростання лунки зносу на передній поверхні. При товщині зрізу $a = 0,05 \dots 0,1$ мм, а також $a > 0,3$ мм покриття інтенсивно руйнується в першому випадку із-за високих навантажень на покриття з боку задньої поверхні, а в другому – з боку передньої поверхні. Ці рекомендації необхідно враховувати при призначенні режимів різання.

Твердосплавні пластини з покриттями з карбиду і нітриду титану ефективні для більшості найбільш поширених видів обробки різанням конструкційних сталей і сірих чавунів, особливо для точіння, а також чистового і напівчистового фрезерування з помірними подачами.

Результати випробування пластин з різними покриттями при обробці важкооброблюваних матеріалів різних груп оброблюваності показують, що чим важче обробляється матеріал різанням (чим вища група оброблюваності), тим меншим виявляється ефект покриття.

Порівняння шорсткості показало, що покриття має незначне збільшення шорсткості, яке практично не виходить за межі одного класу у відповідності з класифікацією по класах шорсткості. Покриття на основі титану має незначне збільшення шорсткості, у порівнянні з покриттями на основі молібдену. Металографічні дослідження зразків після нанесення покриття різного складу показують, що відпрацьовані режими забезпечили формування якісного покриття. Шорсткість і мікротвердість матеріалу у вибраних режимах нанесення покриття підвищились у порівнянні з вихідними зразками.

Зміни властивостей різального інструменту з покриттям значно покращили ефективність роботи різців, на різальну частину яких були нанесені вищезазначені покриття. Також підвищилась зносостійкість за рахунок зниження температури в зоні різання.

Висновки. Дослідження показали, що покриття на поверхню різальної частини інструменту в залежності від типу і товщини шару по-різному впливають на шорсткість і мікротвердість. В залежності від точності обробки потрібно використовувати ті покриття і такої товщини, щоб забезпечити потрібну точність.

Вибір покриття виконується в залежності від типу оброблюваного матеріалу і умов його використання. Будь-яке покриття повинно володіти максимальною інертністю до оброблюваного матеріалу, тому необхідно враховувати тип хімічного зв'язку матеріалу покриття.

ЛІТЕРАТУРА

1. Структура и механические свойства вакуумно-плазменных покрытий TiCN / В.М.Мацевитый, М.С.Борушко, В.М.Береснев [и др.] // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 1984. – № 3. – С.20-34.
2. Белый А.В. Структура и методы формирования износостойких поверхностных слоев / Белый А.В., Карпенко Г.Д., Мышкин Н.К. – М.: Машиностроение, 1991. – 325с.
3. Карпов Ю.И. Особенности формирования покрытий Ti (N,C) на твердосплавных пластинах / Ю.И.Карпов, М.Б.Чижмаков // Вестник машиностроения. – 1992. – № 3. – С.45-57.
4. Гнесин Г.Г. Износостойкие покрытия на инструментальных материалах / Г.Г.Гнесин, С.Н.Фоменко // Порошковая металлургия. – 1996. – № 9-10. – С.17-26.

УДК 621.876.212

БЕЛЬМАС І.В., д.т.н., професор
 БІЛОУС О.І., к.т.н., доцент
 ЧЕРЕДНИЧЕНКО О.І., студент

Дніпродзержинський державний технічний університет

НАПРУЖЕНИЙ СТАН СТРІЧКИ КРУТОНАХИЛЕННОГО КОНВЕЄРА ПОДАЧІ ШИХТИ НА КОЛОШНИК ДОМЕННОЇ ПЕЧІ

Вступ. У металургійному виробництві використовують стрічкові конвеєри для транспортування великих обсягів матеріалів на відносно невеликі відстані. Основний і найменш надійний елемент конвеєру – стрічка. Навантаження на стрічці розподілено нерівномірно, і як наслідок зменшується зусилля, при якому стрічка руйнується.

Постановка задачі. Для транспортування сипких матеріалів при збільшених кутах нахилу доцільно використання конвеєра з підвішеною стрічкою [1]. Конструкція такого конвеєра передбачає надання поперечному перерізу стрічки замкненої краплеподібної форми на перехідній ділянці. На цій же ділянці в утворену порожнину завантажуються сипкий матеріал. Краплеподібна форма перерізу стрічки утворюється внаслідок силової взаємодії матеріалу та стрічки. Ця силова взаємодія зумовлює тиск стрічки на матеріал. Збільшені сили взаємодії стрічки та матеріалу призводять до зростання сил тертя матеріалу по стрічці. Останнє дозволяє збільшити кут нахилу конвеєра і забезпечує можливість його використання для подачі шихти на колошник доменної печі. Впровадження такого конвеєра стримується відсутністю методики розрахунку додаткового напруженого стану стрічки, зумовленого утворенням замкненого перерізу. Для розробки такої методики треба створити модель та алгоритм розв'язання задачі визначення напруженого стану стрічки на ділянці утворення замкненої форми.

Результати роботи. В роботі [2] досліджено вплив параметрів перехідної ділянки. Конвеєрні стрічки потужних конвеєрів, наприклад конвеєрів для постачання шихтових матеріалів в доменну піч, мають ортотропну композитну побудову. Тяговою основою таких стрічок є троси. Вони сприймають силу розтягу стрічки. На конвеєрі (рис.1) переріз стрічки 1 з використанням замка 2 набуває замкненої форми. Утворена конструкція виступами 3 стрічки спирається на ролики 4 з осями, що обертаються в підшипниках 5. Віднесемо стрічку (рис.2) до ортогональної системи координат.

На різних ділянках конвеєра на стрічку діють різні навантаження. Робочу ділянку стрічки будемо вважати першою, ділянку набуття стрічкою краплеподібної форми – другою. Відповідно ділянкам взаємодії з барабаном та неробочій ділянці надамо номери три та чотири.

Значна зміна форми на перехідній ділянці зводить задачу визначення її напружено-деформованого стану до геометрично нелінійної. Для спрощення задачі будемо вважати, що крок t розташування тягових елементів – тросів – на перехідній ділянці не змінюється. Кількість тягових елементів парна та становить M . В гумі між тяговими елементами виникають лише напруження зсуву. Краплеподібну форму поперечного перерізу стрічки на першій ділянці задамо двома прямими лініями та дугою кола, дотичною до них. Знехтуємо товщиною тягових елементів та стрічки. Таке спрощення дозволяє вважати, що поздовжні троси в процесі деформування залишаються прямолінійними. Форма стрічки на перехідній (другій) ділянці відноситься до нерозгортаних. Розгортання такої поверхні призводить до утворення розриву по межі між першою та другою ділянками (рис.3).

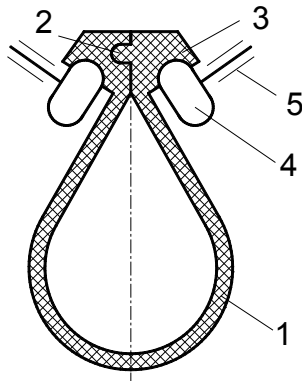


Рисунок 1 – Схема перерізу стрічки підвісного конвеєра

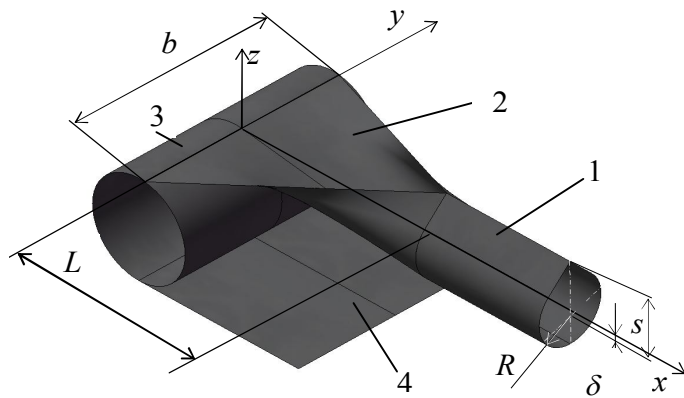


Рисунок 2 – Перехідна ділянка

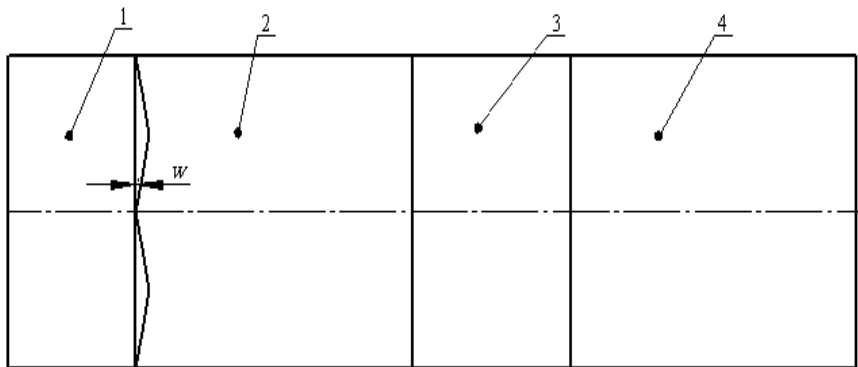


Рисунок 3 – Розгортка поверхні перехідної ділянки

Спрямуємо вздовж розгортки вісь x . Її початок розташуємо на межі поміж другою та третьою ділянками. Значення координат i -того тросу в перерізі $x = 0$:

$$0 \leq y_{i(x=0)} \leq b/2, \quad z_{i(x=0)} = 0.$$

В перерізі повного профілю стрічки $x = L$:

$$y_{i(x=L)} = \begin{cases} \sin\left(\pi i \frac{t}{b}\right) R & i \leq \alpha \frac{b}{2 \pi t}, \\ \sin\left(\alpha - \pi/2\right) \left(\frac{M}{2} - i\right), & i > \alpha \frac{b}{2 \pi t}, \end{cases}$$

$$z_{i(x=L)} = \begin{cases} -\cos\left(\pi i \frac{t}{b}\right)R + \delta, & i \leq \alpha \frac{b}{2 \pi t}, \\ \cos\left(\alpha - \pi / 2\right) \left(\frac{M}{2} - i\right)t - \cos(\alpha)R + \delta, & i > \alpha \frac{b}{2 \pi t}. \end{cases}$$

де 2α – кут, який відповідає формі стрічки у вигляді дуги кола; R – радіус дуги.

З урахуванням конструкції перехідної ділянки та ширини стрічки мають виконуватися умови

$$\begin{aligned} (\pi - \alpha)R + \sin(\pi - \alpha)R &= \frac{b}{2}, & \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) \frac{M}{2} \frac{t}{R} < \sin(\pi - \alpha), \\ R < \frac{b}{2\pi}, & \alpha > \frac{\pi}{2}. \end{aligned}$$

Враховавши координати кінців тросів, знайдемо величину умовного зазору поміж першою та другою ділянками стрічки як функцію номерів тросів w_i . Розкладемо її в ряд

$$w_i = \sum_{m=1}^{M/2} \delta_m \cos\left(\frac{2 \pi m}{M}(i-0,5)\right). \quad (1)$$

Сили взаємодії стрічки та циліндричного барабана рівномірно розподілені по ширині стрічки. Для визначення впливу ділянки зміни форми стрічки на перерозподіл сил по її ширині знехтуємо силами взаємодії барабана та стрічки. Четверта ділянка також не навантажена зовнішніми силами. В розрахунковій схемі третю та четверту ділянки об'єднаємо в одну, а стрічку розглянемо як складену з трьох відрізків: перший відрізок; другий відрізок $0 = x = L$; третій відрізок $L \leq x \leq \infty$.

Переміщення тягових елементів та внутрішні зусилля в них з урахуванням гіпотези Сен-Венана мають вигляд [1]:

$$u_{k,i} = \sum_{i=1}^{M/2} \left(A_{k,m} e^{\beta_m x} + B_{k,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos\left(\frac{2 \pi m}{M}(i-0,5)\right) + a_k x + c_k, \quad (2)$$

$$p_{k,i} = EF \left[\sum_{i=1}^{M/2} \left(A_{k,m} e^{\beta_m x} - B_{k,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos\left(\frac{2 \pi m}{M}(i-0,5)\right) + a_k \right], \quad (3)$$

де $\beta_m = \sqrt{2 \frac{GK_g \cdot h}{(t-d) \cdot E \cdot F} \left(1 - \cos \frac{2 \pi m}{M}\right)}$, $1 \leq m \leq \frac{M}{2}$; $A_{k,m}, B_{2,m}, a_k, c_k$ – сталі інтегрування;

G – модуль зсуву гуми, K_g – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої поміж тяговими елементами; h, d – товщина стрічки та діаметр тягових елементів; E, F – приведений модуль пружності матеріалу тягового елемента та площа його перерізу; k – номер ділянки.

Відзначимо, що обмеженість деформацій та зусиль в тросах стрічки при зростанні абсолютних значень координати x зумовлює прийняття нульовими сталих $B_{1,m}$ та $A_{3,m}$. Величини a_k характеризують середнє зусилля, прикладене до тягових елементів, та не залежать від деформацій на перехідній ділянці. Прийmemo їх рівними нулю, що фізично відповідає умові відсутності зовнішнього навантаження розтягу стрічки. Величина c_1 визначає переміщення стрічки як жорсткого тіла. Цю величину, як і c_2 , прийmemo рівною нулю. Умови сумісності деформування ділянок: коли $x=0$ $u_{1i} = u_{2i}$, $p_{1i} = p_{2i}$; коли $x = L$ $u_{2i} - u_{3i} = w_i$, $p_{3i} = p_{2i}$.

Підставивши (2) та (3) в умови сумісності деформування ділянок, врахувавши (1), маємо m систем рівнянь

$$\begin{cases} A_{1,m} - A_{2,m} - B_{2,m} = 0, \\ A_{2,m}e^{\beta_m L} + B_{2,m}e^{-\beta_m L} - B_{3,m}e^{-\beta_m L} = \delta_m, \\ A_{1,m} - A_{2,m} + B_{2,m} = 0, \\ A_{2,m}e^{\beta_m L} - B_{2,m}e^{-\beta_m L} + B_{3,m}e^{-\beta_m L} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

та значення сталої $c_3 = \delta_0$.

Залежності (2), (3) дозволяють визначати напружено-деформований стан гумотросової стрічки. З їх використанням побудовано графік розподілу внутрішніх сил розтягу половини стрічки, якій на довжині L надана форма краплі (рис.4). Побудований графік демонструє суттєвий локальний перерозподіл сил на ділянці надання перерізу конвеєрної стрічки форми краплі. Найбільші значення сил реалізуються в крайніх тягових елементах стрічки, мінімальні – в середніх. Спричиняє цей перерозподіл сил різні подовження тягових елементів, що описуються функцією w_i . Максимальні значення сил залежить від висоти поперечного краплеподібного перерізу s та від його розташування відносно осі x , проведеної через середину верхньої твірної барабана конвеєра. В свою чергу висота перерізу залежить від величини радіусу заокруглення перерізу R та ширини стрічки b .

Результати дослідження впливу вказаних чинників показано на рис.5, де значення максимальних зусиль P побудовані в координатах R та δ , які визначені в залежності від параметрів R , b та s .

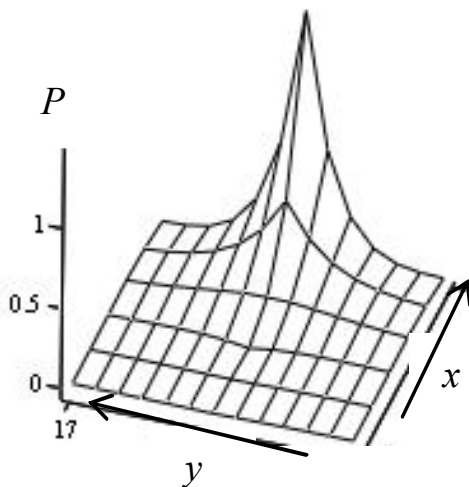


Рисунок 4 – Розподіл внутрішніх сил розтягу стрічки P в координатах x , y

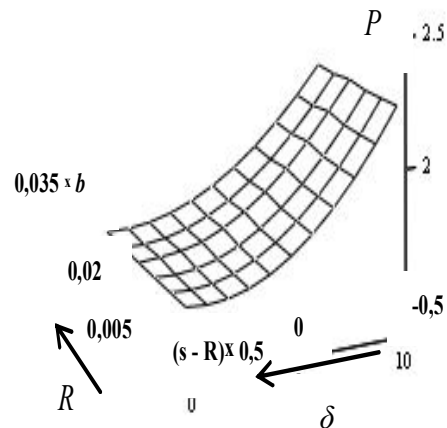


Рисунок 5 – Залежність максимального внутрішнього зусилля від ширини стрічки b , радіуса згину стрічки R , та висоти перерізу стрічки s

З рис.5 видно, що зростання радіусу згину та відповідно зменшення загальної висоти перерізу призводить до зменшення максимальних зусиль. До зменшення цих зусиль призводить і опускання краплеподібного перерізу по відношенню до рівня верхньої твірної барабана. Зменшити максимальні зусилля можна ще і збільшенням довжини ділянки зміни форми стрічки, оскільки зростання довжини перехідної ділянки призводить до зменшення відносної різниці подовжень тягових елементів стрічки.

Окремо відзначимо, що мінімальні значення максимальних зусиль при наданні стрічці краплеподібного перерізу мають місце, коли $\delta = 0,4(s - R)$.

Висновки. Побудована та розв'язана математична модель напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на ділянці надання їй форми краплі дозволяє визначати напружено-деформований стан стрічки з довільними механічними характеристиками при довільній довжині перехідної ділянки та може бути використана при проектуванні конвеєрів із підвищеним кутом нахилу. Для зменшення максимальних внутрішніх зусиль в тягових елементах доцільно підняття барабана на величину $\delta = 0,4(s - R)$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волин И.А. Обоснование метода расчета соединений ленты с ходовыми каретками подвесных ленточных конвейеров для транспортирования горных пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Волин Игорь Анатольевич. – М., 2008. – 149с.
2. Бельмас И.В. Влияние геометрии участка лоткообразования на напряженное состояние ленты конвейера / И.В.Бельмас, И.Т.Сабурова // Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2000. – Том 2, юбилейный выпуск (1999-2000). – С.306-309.

УДК 621.9.077

ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ УГЛОВОЙ ЖЕСТКОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОВОРОТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Введение. Одним из основных факторов, определяющих качество изготовления деталей, является жесткость технологической системы станок-приспособление-инструмент-деталь. В приспособлениях уменьшение их жесткости возникает из-за неточности изготовления и износа контактирующих поверхностей. Для получения заданной точности обработки деталей конструируемое приспособление должно быть достаточно жестким [1].

Жесткость, в первую очередь, необходимо обеспечивать в направлении действия сил резания и зажима, применяя конструкции с малым количеством стыков, имеющих незначительное отклонение от плоскостности. Следует также по возможности избегать несимметричного приложения нагрузки. Кроме того, непостоянство силы резания и неоднородность жесткости станочных приспособлений и других элементов упругой технологической системы предопределяют возникновение вибраций [1]. При вибрации повышается шероховатость обрабатываемой поверхности, ухудшаются условия работы режущего инструмента и усиливается динамический характер силы резания. Если частота собственных колебаний приспособления совпадает с частотой колебаний при резании, то возникает резонанс, при котором амплитуда колебаний сильно возрастает. С повышением жесткости приспособлений увеличивается частота и уменьшается амплитуда их собственных колебаний, улучшается качество обработанных поверхностей.

Постановка задачи. Поскольку на технологический процесс обработки оказывает значительное влияние жесткость приспособлений, то весьма важно иметь теоретические зависимости, позволяющие ее оценку. Исследуем угловую жесткость приспособлений, имеющих кольцевые направляющие с разными отклонениями от плоскостности при несимметричной нагрузке.

Для решения задачи воспользуемся нелинейной зависимостью между давлением и контактными перемещениями, предложенной в [2]:

$$\sigma(x) = \left(\frac{\delta(x)}{c}\right)^n, \quad (1)$$

где $\sigma(x)$ – давление в сечении x , Па; $\delta(x)$ – контактное перемещение в сечении x , мкм; c – коэффициент, зависящий от геометрии поверхностей и свойств материала; n – показатель степени.

При такой постановке задачи для подобных конструкций результаты расчета в соответствии с теорией упругого полупространства хорошо согласуются с экспериментом [2]. Обобщение экспериментальных данных показали, что для повторных нагрузок стыков металлов (сталь, чугун, бронза) $n = 2$. Коэффициент c для каждого конкретного случая можно определять по таблицам, приведенным в [2].

Принимаем также, что жесткость поверхностных слоев значительно ниже жесткости сопрягаемых деталей, и собственные деформации сопрягаемых деталей не рассматриваем.

Результаты работы. При расчете жесткости несимметрично нагруженных плоских кольцевых направляющих, не имеющих отклонений от плоскостности, необходимо различать два случая: без отрыва контактирующих поверхностей и с отрывом.

Рассмотрим первый случай (рис.1). Для упрощения расчета заменим указанную выше схему нагрузки центрально приложенной силой P и моментом M . Тогда условием равновесия кольцевой опорной поверхности будут:

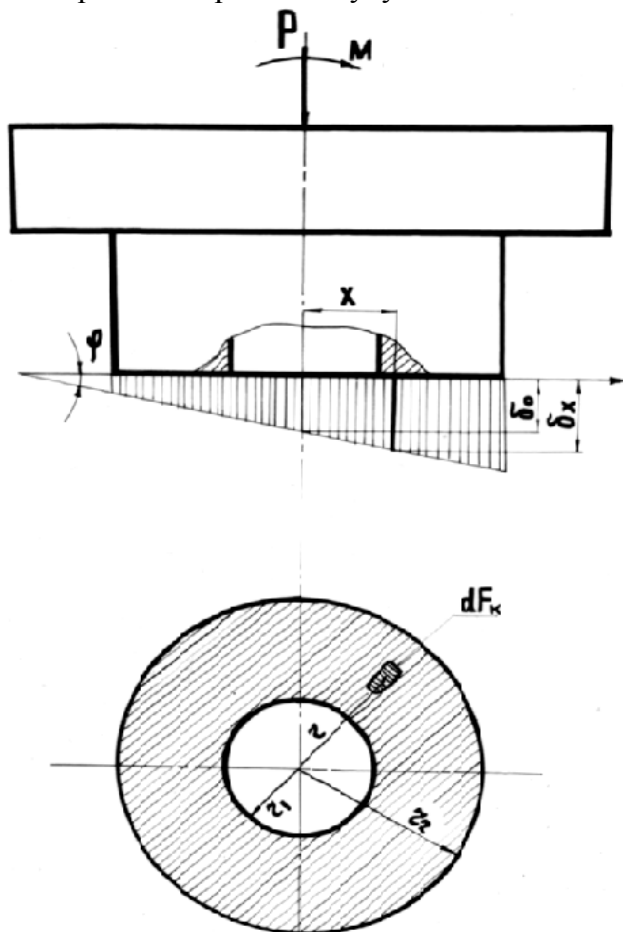


Рисунок 1 – Расчетная схема несимметрично нагруженных кольцевых направляющих

$$\iint_{F_k} \sigma(x) dF_k = P; \quad (2)$$

$$\iint_{F_k} \sigma(x) x dF_k = M,$$

где F_k – площадь кольцевых направляющих, m^2 .

Упругое перемещение в сечении x контактирующих поверхностей направляющих:

$$\delta(x) = \delta_0 + \varphi \cdot x, \quad (3)$$

где δ_0 – упругое перемещение в центре, $мкм$; φ – угол упругого поворота кольцевой поверхности, $рад$.

Принимая $n = 2$ и интегрируя (2), получим:

$$P = \frac{\delta_0^2}{c^2} F_k + \frac{\varphi^2}{c^2} J_k; \quad (4)$$

$$M = \frac{2 \cdot \delta_0 \cdot \varphi}{c^2} J_k,$$

где $F_k = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2)$ – площадь кольца, m^2 ; $J_k = \frac{\pi(r_2^4 - r_1^4)}{4}$ – момент инерции, m^4 .

Решаем эти уравнения относительно $\frac{\varphi \cdot r_i}{\delta_0}$, где $r_i = \frac{J_k}{F_k}$ – радиус инерции кольцевого сечения:

$$\frac{\varphi \cdot r_i}{\delta_0} = \frac{P \cdot r_i}{M} - \sqrt{\frac{P^2 \cdot r_i^2}{M^2} - 1} = \frac{P \cdot r_i}{M} - \left(\frac{P \cdot r_i}{M} - \frac{1}{2} \frac{M}{P \cdot r_i} - \frac{1}{8} \frac{M^3}{P^3 \cdot r_i^3} + \dots \right) \approx \frac{M}{2P \cdot r_i}. \quad (5)$$

Из выражения (5) видно, что при постоянном среднем давлении угол наклона в стыке φ прямо пропорционален моменту M :

$$\varphi = \frac{k \cdot M}{J_k}, \quad (6)$$

где $k = \frac{c \cdot \sigma^n}{n}$.

Рассмотрим случай контактирования кольцевых направляющих, имеющих отклонения от плоскостности. Угол наклона контактирующих поверхностей кольцевых направляющих в этом случае можно определить по формуле

$$\varphi_n = \varphi \cdot \mu_\varphi, \quad (7)$$

где μ_φ – коэффициент, учитывающий влияние отклонения от плоскостности на угол наклона контактирующих поверхностей.

Для расчета коэффициента μ_φ в соответствии с рекомендациями [2] принимаем, что упругое перемещение в сечении с координатой « x » равно:

$$\delta_x = \delta_0 - \Delta x + \varphi \cdot x, \quad (8)$$

где $\delta_0 = c \cdot \sigma_0^{1-n}$ – контактное перемещение для плоских стыков, *мкм*; σ_0 – среднее давление, *Па*; Δx – отклонение от плоскостности, *мкм*; φ – угол наклона, *рад*.

Отклонение от плоскостности может быть представлено в виде гиперболы или параболы. Выполним расчет коэффициента μ_φ для случая, когда выпуклая неровность представляет собой параболоид с несимметричными отклонениями от плоскостности:

$$\Delta(x, y) = \frac{\Delta x \cdot x^2 + \Delta y \cdot y^2}{r_2^2}, \quad (9)$$

где $\Delta x, \Delta y$ – отклонение от плоскостности в направлении осей x и y соответственно, *мкм*; r_2 – внешний радиус направляющих, *м*.

Условия равновесия стыка можно выразить уравнением

$$M = \iint_{F_k} \sigma(x, y) x dF_k. \quad (10)$$

Переходя к полярным координатам и выполняя преобразования, получим

$$M = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{(\delta_0 - \Delta(r; \theta) + \varphi \cdot r \cdot \cos \theta)^2}{c^2} r^2 \cdot \cos \theta dr d\theta =$$

$$\frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} [(\delta_0 - \Delta(r; \theta))^2 + 2(\delta_0 - \Delta(r; \theta)) \cdot \varphi \cdot r \cos \theta + \varphi^2 \cdot r^2 \cos^2 \theta] r^2 \cos \theta dr d\theta. \quad (11)$$

Угловая жесткость стыков характеризуется величиной $\frac{dM}{d\varphi}$. Используя предыдущее выражение и принимая, что перемещение от наклона на угол φ существенно меньше перемещений от начальной центральной нагрузки, получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot (\delta_0 - \Delta(r; \theta)) \cdot r^3 \cos^2 \theta dr d\theta + \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \varphi \cdot r^4 \cdot \cos^3 \theta dr d\theta. \quad (12)$$

Пренебрегая выражением $\frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \varphi \cdot r^4 \cdot \cos^3 \theta dr d\theta$ ввиду его малости (аналогично [2]) и интегрируя с учетом профиля отклонения, например параболоида, получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left(\delta_0 - \frac{\Delta x \cos^2 \theta + \Delta y \sin^2 \theta}{r_2^2} r^2 \right) \cdot r^3 \cdot \cos \theta dr d\theta. \quad (13)$$

Интегрируя по радиусу поверхности контакта и преобразовывая выражение (13), получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{\pi \cdot \delta_0 \cdot (r_2^4 - r_1^4)}{4} - \frac{\Delta x \cdot \pi \cdot (r_2^6 - r_1^6)}{8} - \frac{\Delta y \pi (r_2^6 - r_1^6)}{24 r_2^6}. \quad (14)$$

Для ровного стыка угловая жесткость определяется зависимостью

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{J_k}{k} = \frac{\pi \cdot (r_2^4 - r_1^4)}{2 \cdot c \cdot \sigma^{0.5}} \quad (15)$$

Тогда коэффициент, учитывающий влияние отклонения от плоскостности на угол наклона в стыке, определяется следующим выражением:

$$\mu_\varphi = \frac{(r_2^4 - r_1^4) \cdot c \cdot \sigma^{0.5}}{\Delta \left[\frac{c \cdot \sigma^{0.5} (r_2^4 - r_1^4)}{\Delta} - \frac{\Delta x \cdot (r_2^6 - r_1^6)}{2\Delta} - \frac{\Delta y (r_2^6 - r_1^6)}{6\Delta r_2^6} \right]}, \quad (16)$$

где Δ – величина наибольшего отклонения от плоскостности, *мкм*.

Выводы. Таким образом, зная коэффициент μ_φ по формуле (16) и угол φ , рассчитанный по формуле (6), можно определить фактический угол наклона стыка с учетом отклонения от плоскостности и оценить влияние этого фактора на точность и качество обработки.

При реальных давлениях и неточностях изготовления и износах коэффициент μ_φ может достигать значений 3-4, а при больших отклонениях – и больше. Если не осуществляется взаимная пригонка поверхностей, то даже малые отклонения от плоскостности, измеряемые микронами, приводят к существенному увеличению упругих перемещений даже при низких давлениях.

Полученные зависимости носят общий характер и могут быть использованы при расчетах других случаев контактирования кольцевых стыков, например, при расчетах погрешностей закрепления при обработке заготовок установленных на кольцо, фрикционных муфт, кольцевых упорных подшипников скольжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений / В.Корсаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 277с.
2. Левина З. Контактная жесткость машин / З.Левина, Д.Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

УДК 622.625.28

ЗІБОРОВ К.А., к.т.н., доцент

ДВНЗ «Національний гірничий університет»

МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕДАЧІ РУХУ ТЕРТЯМ В ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВАХ

Вступ. Надійна робота більшості сучасних високопродуктивних видів транспорту (стрічкові конвеєри, залізничний, автомобільний транспорт тощо) забезпечується умовами фрикційної взаємодії контактуючих поверхонь. Для стрічкових конвеєрів – це зчеплення приводного барабана зі стрічкою, для залізничного транспорту – колеса з рейкою, для автомобільного – колеса з ґрунтом.

Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох факторів. До найважливіших з них відносяться вигляд і стан поверхні контактуючих тіл, наявність або відсутність мастила (масла або вологи, колоїдних речовин і т.п.), температура поверхні на плямі контакту, геометричні та реологічні характеристики контактуючих тіл, вид напруженого стану матеріалу на плямі контакту, характер прикладення навантаження.

Більшість досліджень у цьому напрямку стосувалося взаємодії двох контактуючих тіл в ідеальних умовах без урахування безлічі факторів, що впливають на процес зчеплення тіл взагалі. Такі дослідження дозволяють глибше зрозуміти фізику процесу, проте неоднакові умови експериментів неминуче тягнуть за собою і різні точки зору на природу тертя.

Молекулярна теорія пояснює тертя взаємодією молекул дотичних тіл як результат подолання сил молекулярного тяжіння і відштовхування, однак не пояснює таких чинників, як залежність коефіцієнта тертя від тиску, швидкості ковзання і т.д.

Існує концепція, що тертя виникає через пластичне відтискування матеріалу і подолання містків зварювання [1]. Передбачається, що тертя в основному обумовлено опором на зріз містків холодного зварювання контактуючих тіл. При цьому об'ємним деформуванням твердих тіл нехтується.

І.В.Крагельський в своїх дослідженнях [2, 3] вважає, що великий вплив на силу тертя надає передеформування матеріалу контактуючих поверхонь, викликане адгезією та зминанням. Процес передеформування полягає в утворенні валика і складок в зоні контакту. Передеформування може бути пружним або пластичним.

Теорії передачі руху тертям присвячені численні роботи, що пов'язано з гострою актуальністю проблеми. Багато з них застаріли, але і сучасні роботи в цій області не можуть чітко пояснити фізику явищ, що відбуваються на контактні взаємодіючих тіл.

Більш реальне фізичне пояснення процесів, що відбуваються в конкретних умовах фрикційної взаємодії пари колесо-рейка, міститься в роботах Д.К.Мінова [5], А.Ю.Ішлінського [6], Ю.М.Лужнова, І.П.Ісаєва [7, 8]. Також представляє інтерес робота, яка розкриває механізм зчеплення даної пари з урахуванням фононного тертя [4].

Д.К.Мінов при дослідженні взаємодії колеса з рейкою враховує не тільки ковзання однієї поверхні по іншій, але і пружне деформування цих тіл. Одержані ним та іншими авторами емпіричні залежності коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного ковзання колеса і рейки показують, що зі збільшенням швидкості відносного ковзання значення коефіцієнта зчеплення спочатку зростає, а після досягнення деякого значення зменшується. Знайдені аналітичні вирази дозволяють описати певну ділянку функціональної залежності коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного руху [5, 8].

Як і всяке складне фізичне явище, процес зчеплення двох контактуючих поверхонь слід розглядати, абстрагуючись від нашарування факторів, які можна виключити з розгляду в першому наближенні, ускладнюючи і уточнюючи завдання надалі введенням нових факторів, від яких залежить величина коефіцієнта зчеплення. Навіть вирішуючи завдання про визначення коефіцієнта тертя (зчеплення) двох тіл, що контактують у площині (Кулона-Амонтона), ми вводимо багато ідеалізацій. Контактуючі тіла повинні мати високу ступінь точності обробки, оскільки навіть невелика помилка в не-паралельності поверхонь може викликати значний розкид значень сил нормального тиску, а при наявності зсуву ділянки, прилеглі до точки А, будуть мати більше його значення, ніж ділянки, прилеглі до точки В (рис.1). Таким чином, і при ідеальних умовах не можна забезпечити рівність швидкостей переміщення поверхонь контактуючих тіл і сталість умов зчеплення. Тому при проведенні аналітичних досліджень слід виходити з елементарної площадки поверхонь контактуючих тіл.

Отже, процес взаємодії контактуючих тіл відрізняється великою складністю як у фізичному, так і в аналітичному плані. В даний час не існує єдиного підходу до дослідження даного процесу, що породжує безліч аналітичних виразів для його опису. Таке становище викликане тим, що більшість авторів виходить з позицій взаємодії контактуючих поверхонь, а не реальних фізичних тіл з притаманними їм пружними характеристиками та умовами навантаження на площадці контакту.

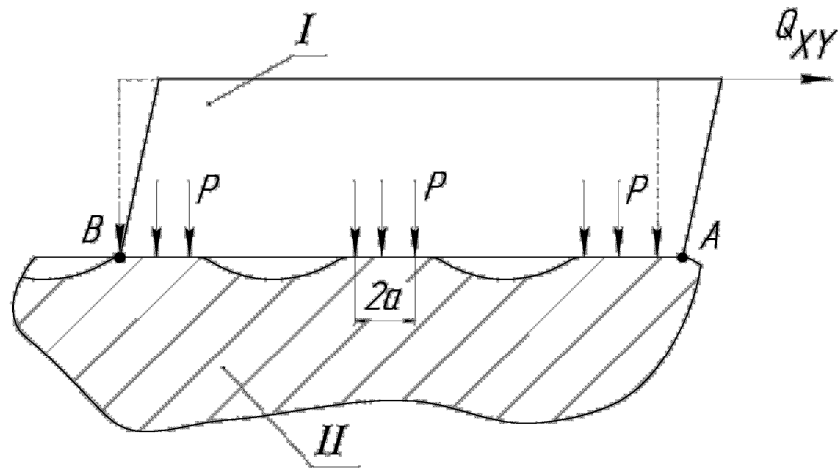


Рисунок 1 – Пружно-фрикційна взаємодія тіла з поверхнею при наявності тангенціальної сили

Постановка задачі. Тому задача дослідження полягає у розробці основних теоретичних положень, що дозволяють з єдиних позицій підходити до вирішення різної за умовами взаємодії контактуючих тіл.

Результати роботи. Для спрощення первинних аналітичних викладок і пояснення фізики процесу розглянемо чисто пружне деформування матеріалу контактуючих тіл.

Виходимо з сучасних уявлень про взаємодію двох тіл, одне з яких II (рис.2) нерухоме (жорстко закріплене на підставці), а до іншого I прикладена сила

$$Q_{xy} = \tau dx dy, \quad (1)$$

де τ – напруження зсуву, що виникають на площадці контакту, Па; dx и dy – розміри елементарної площадки контакту, м.

Крім того, тіло I діє на тіло II з силою

$$Q_z = p dx dy, \quad (2)$$

прикладеної по нормалі до площадки контакту.

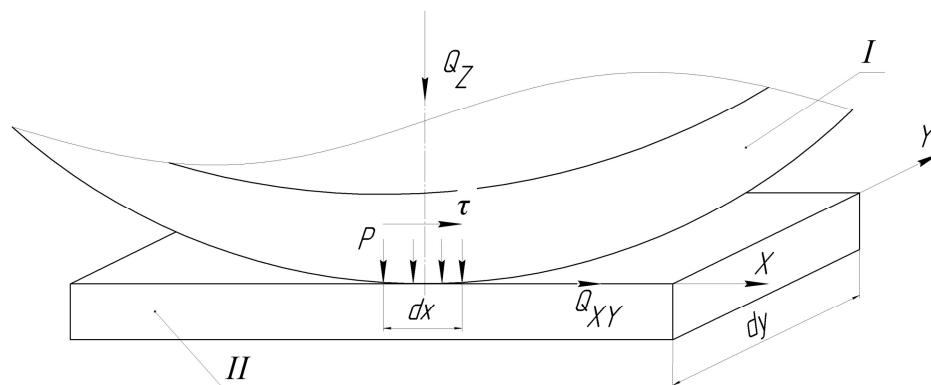


Рисунок 2 – Розрахункова схема взаємодії контактуючих плоских тіл

Згідно з визначенням коефіцієнт зчеплення

$$f = \frac{Q_{xy}}{Q_z} = \frac{\tau}{p}, \quad (3)$$

тобто напруження зсуву

$$\tau = fp. \quad (4)$$

Як випливає з виразу (3), якщо $\tau = 0$, коефіцієнт зчеплення також дорівнює нулю. Із збільшенням зсувного навантаження коефіцієнт зчеплення збільшується. У початковий період прикладення зсувного навантаження [5] τ збільшується за рахунок пружної деформації виступів шорсткості і самих тіл. Контактують поверхні неідеальні, тому до якоїсь певної величини навантаження відбувається зчеплення виступів шорсткості поверхні одного тіла з поверхнею іншого аж до пружно-пластичного деформування поверхневих шарів. Відносний зсув поверхонь контактуючих тіл при прикладенні τ відбувається за рахунок пружної деформації виступів шорсткості при зсувному навантаженні. Для кожного з контактуючих тіл величина деформації визначається виразами:

$$U_1'' = h_1' \frac{\tau}{E_1}, \quad U_2'' = -h_2' \frac{\tau}{E_2}, \quad (5)$$

де E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалу контактуючих тіл, Па; h_1' і h_2' – умовна "висота деформованого шару" – розмірний коефіцієнт, що характеризує величину і характер розподілу шорсткості поверхонь, м.

При збільшенні граничної величини τ швидкість деформування буде збільшуватися. Таким чином, вираз для визначення коефіцієнта зчеплення має наступний вигляд:

$$f = \frac{V_{12}'}{\frac{h_1'}{E_1} + \frac{h_2'}{E_2}},$$

тобто f пропорційний швидкості відносної деформації.

Якщо деформація $U_{12} = U_1 - U_2$ (а значить і швидкість цієї деформації) перевищує певну величину, відбувається так званий зрив зчеплення [5], і збільшення швидкості відносної деформації призводить до зменшення коефіцієнта зчеплення.

Більш уважний аналіз запропонованих у роботах [5, 8] аналітичних залежностей та результатів експериментальних досліджень для коефіцієнта зчеплення як функції швидкості відносного ковзання по поверхні показує, що найбільш прийнятна функція аналогічна функції синус-перетворення при поданні ядра релаксації у вигляді дробово-експоненційної функції. В інтерпретації для даного випадку функція залежності зсувних навантажень від відносної швидкості має вигляд:

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha V_{12}'}{\delta V_{12}'' + \beta V_{12}' + \lambda_1 p}, \quad (6)$$

де α , β , δ – коефіцієнти, що враховують стан поверхні контактуючих тіл, тривалість контакту, спосіб прикладання навантаження і т.і.; λ_1 – коефіцієнт, що враховує пружні характеристики матеріалу, величину і характер розподілу виступів шорсткості контактуючих поверхонь

$$\lambda_1 = \frac{\eta_1'}{E_1} + \frac{\eta_2'}{E_2}, \quad (7)$$

η_1' , η_2' – безрозмірні коефіцієнти, що враховують параметри шорсткості поверхні.

Вираз (8) характеризує залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного зміщення прилеглих шарів контактуючих тіл:

$$f = \mu_0 \cdot \frac{\alpha V_{12}'}{\delta V_{12}'' + \beta V_{12}' + \lambda_1 p}. \quad (8)$$

Експериментальні дослідження дозволяють вимірювати залежність коефіцієнта зчеплення від відносної швидкості руху будь-яких точок контактуючих тіл. Такими точками можуть, наприклад, бути обід колеса і головка рейки, серединна поверхня стрічки конвеєра і поверхня барабана (при наявності футерівки – поверхня самого барабана) та т.і.

Площина прикладення тягового зусилля зазвичай не збігається з площиною контакту, відбувається складне деформування контактуючих тіл. Тому при вивченні процесу взаємодії контактуючих тіл необхідно враховувати також конструктивні особливості і пружні характеристики контактуючих тіл в цілому. Особливо це важливо при вивченні процесу взаємодії рухомих тіл.

Розглянемо найбільш простий і найбільш загальний випадок контактування двох тіл. Для цього виділимо на ділянці контакту смужку шириною Δ і довжиною $2a$ (рис.3), умовна висота прикладення рухомого зусилля до одного тіла – h_1'' , до іншого – h_2'' .

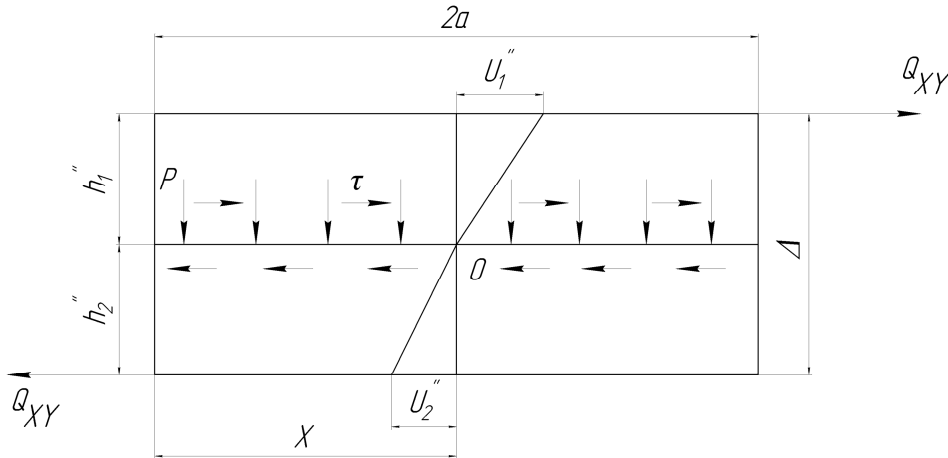


Рисунок 3 – Розрахункова схема взаємодії реальних контактуючих тіл

Зміщення шарів на відстань x від початку площадки контакту (щодо площини контакту):

$$U_1'' = \frac{2\sigma_1 h_1''}{E_1}, \quad U_2'' = \frac{2\sigma_2 h_2''}{E_2}, \quad (9)$$

де σ_1 і σ_2 – розтягуючі зусилля в площині прикладення сили Q_{xy} , Н.

Або, враховуючи, що

$$\sigma = \frac{0}{2h} \int_0^x \tau dx$$

при $\tau = const$, отримуємо:

$$U_1'' = \frac{\tau x}{E_1}, \quad U_2'' = -\frac{\tau x}{E_2}.$$

У більш загальному випадку

$$U_1'' = \frac{\eta_1'' \tau x}{E_1}, \quad U_2'' = -\frac{\eta_2'' \tau x}{E_2}, \quad (10)$$

де η_1'' і η_2'' – безрозмірні коефіцієнти, що враховують конструктивні особливості контактуючих тіл.

Відносне зміщення точок у площинах додатку зусилля Q_{xy}

$$U_{12}'' = U_1'' - U_2'' = \left(\frac{\eta_1''}{E_1} + \frac{\eta_2''}{E_2} \right) \tau x$$

або, позначаючи

$$\lambda_2 = \frac{\eta_1''}{E_1} + \frac{\eta_2''}{E_2}, \quad (11)$$

$$U_{12}'' = \lambda_2 \tau x. \quad (12)$$

Перекочування одного тіла по іншому (режим вільного кочення колеса) зі швидкістю V еквівалентно переміщенню площадки контакту з тією ж швидкістю, що призводить до залежності

$$\frac{dx}{dt} = V.$$

Тоді з останнього виразу швидкість відносної пружної деформації контактуючих тіл має вигляд:

$$V = \frac{dU_{12}''}{dt} = \lambda_2 \tau V. \quad (13)$$

Повна швидкість відносного зміщення контактуючих тіл

$$V_{12} = V_{12}' + V_{12}'', \quad (14)$$

звідки

$$V_{12}' = V_{12} - V_{12}'',$$

що після підстановки у (8) з урахуванням (13) дає

$$\tau = \mu_0 p \cdot \frac{\alpha(V_{12} - \lambda_2 \tau V)}{\delta(V_{12} - \lambda_2 \tau V)^2 + \beta(V_{12} - \lambda_2 \tau V) + \lambda_1 p}.$$

Значення τ можна визначити з рівняння

$$\delta \lambda_2^2 V^2 \tau^3 - (2\delta V_{12} + \beta) \lambda_2 V \tau^2 + (\delta V_{12}^2 + \beta V_{12} + \lambda_1 p + \mu_0 p \alpha \lambda_2 V) \tau - \mu_0 p \alpha V_{12} = 0. \quad (15)$$

Аналіз виразу (15) показує, що внаслідок малості значень τ і λ_2 першими двома членами рівняння можна знехтувати в порівнянні з іншими.

Тоді

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha V_{12}}{\delta V_{12}^2 + \beta V_{12} + \lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V}. \quad (16)$$

Враховуючи дискретний характер формування плями контакту (рис.1), введемо у вираз для коефіцієнта зчеплення "кулонівський двочлен" $1 + \frac{kS_\phi}{p}$, який визначає вплив тиску p по площадці контакту і величину S_ϕ фактичної площадки контакту. З урахуванням цього вираз (16) може бути представлено як

$$\tau = \mu_0 p \frac{\alpha V_{12} (1 + \frac{kS_\phi}{p})}{\delta V_{12}^2 + \beta V_{12} + \lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V (1 + \frac{kS_\phi}{p})}. \quad (17)$$

Як впливає з виразу (16), залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного руху V_{12} має вигляд, представлений на рис.4, тобто є ділянка пружної взаємодії I, що характеризується зростанням f зі збільшенням V_{12} , і ділянка відносного проковзування тіл II, що призводить до зменшення f .

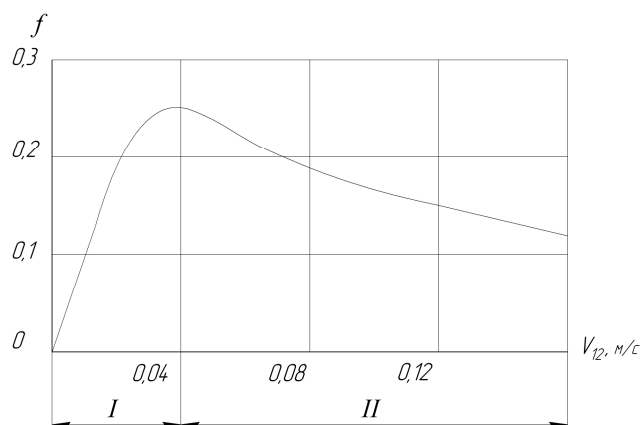


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного ковзання

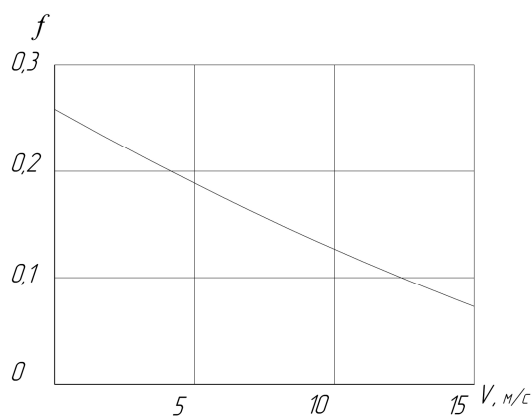


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнту зчеплення від швидкості переміщення площадки контакту

Максимальне значення коефіцієнта f буде мати місце при швидкості відносного руху контактуючих тіл

$$V_{12} = \sqrt{\frac{\lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V}{\delta}}$$

Тоді

$$f_{\max} = \mu_0 \alpha \frac{-\beta + 2\sqrt{\delta(\lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V)}}{4\delta(\lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V) - \beta^2} \quad (18)$$

Висновок. Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху контактуючих тіл (руху колеса по рейці) (рис.5) показує, що зі збільшенням V значення коефіцієнта зчеплення при постійній швидкості відносного руху V_{12} зменшується за криволінійним законом, що також відповідає результатам експериментальних досліджень [9, 10].

ЛІТЕРАТУРА

1. Боуден Ф. Трение и смазка / Ф.Боуден, Д.Тейбор. – М.: Машгиз, 1960. – 123с.
2. Крагельский И.В. Трение и износ / Крагельский И.В. – М.: Машиностроение, 1968. – 276с.
3. Крагельский И.В. Коэффициенты трения / И.В.Крагельский, Н.Э.Виноградова. – 2-е издание. – М.: Машгиз, 1962. – 227с.
4. Марков Д.П. Механизмы сцепления пары колесо – рельс с учетом фоновго трения / Д.П.Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 6. – С.23-27.
5. Минов Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей / Минов Д.К. – М.: Транспорт, 1965. – 266с.
6. Ишлинский А.Ю. Трение качения / А.Ю. Ишлинский // Прикладная математика и механика. – 1968. – Вып. 2. – С.16-23.
7. Лужнов Ю.М. Физикохимия сцепления. / Ю.М.Лужнов // Труды III конгресса Евротриб-81. – Варшава. – 1981. – Вып. 1. – С.315-325.
8. Исаев И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И.П.Исаев, Ю.М.Лужнов // М.: Машиностроение, 1985. – 238с.
9. Зиборов К.А. Условия образования и реализации силы сцепления рабочих поверхностей контактирующей пары „колесо-рельс” / К.А.Зиборов, И.А.Таран // Науковий вісник НГУ. –2006. – №6. – С.62-64.
10. Зиборов К.А. Относительное проскальзывание колеса и рельса при наличии промежуточной среды / К.А.Зиборов, И.А.Таран // Науковий вісник НГУ. –2007. – №7. – С.62-64.

Днепродзержинский государственный технический университет

**ВЛИЯНИЕ НАГРУЗКИ НА РАБОТУ ВСТРЯХИВАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ
ФОРМОВОЧНЫХ МАШИН**

Введение. Встряхивание является одним из распространенных методов машинного уплотнения формовочной смеси. В ДГТУ был разработан пакет компьютерных программ, позволяющий моделировать работу различных встряхивающих механизмов, рассчитывать основные показатели их работы и строить графики зависимости между различными величинами, в том числе индикаторную диаграмму [1].

Постановка задачи. Исследование влияния нагрузки на параметры работы встряхивающих механизмов формовочных машин.

Методика исследования. Исследование выполняли методом численного эксперимента на компьютерных моделях встряхивающих механизмов. Выбрали два виртуальных механизма: клапанный (с распределением воздуха с помощью двухседельного перекидного клапана) и золотниковый. Основные конструктивные параметры механизмов взяли одинаковыми на основе рекомендаций [2, 3]: диаметр встряхивающего поршня $D = 200$ мм, диаметр впускного отверстия (оно же и выхлопное) $d = 25$ мм, что соответствует относительной площади отверстия 0,0156. Коэффициент расхода воздуха для впуска 0,3, для выхлопа 0,5; коэффициент восстановления скорости при ударе 0,5. Приведенная высота вредного пространства $S_0 = 50$ мм, ход наполнения $S_e = 55$ мм, ход предварения впуска $S_z = 25$ мм. Золотниковый механизм отличается двумя существенными особенностями: наличием хода расширения воздуха в замкнутом пространстве встряхивающего цилиндра, который для исследуемого механизма равен $S_r = 10$ мм, и тем, что впускное (выхлопное) отверстие открывается и закрывается постепенно, тогда как перекидка двухседельного клапана с впуска на выхлоп и наоборот происходит мгновенно. Ход расширения в клапанном механизме отсутствует.

Изучали зависимость показателей работы механизмов от коэффициента нагрузки k_n , который определяли как отношение текущей массы M_n полезной нагрузки (модельно-опочной оснастки и формовочной смеси) к теоретической максимальной массе M_m полезной нагрузки, при которой обеспечивается равновесие силы давления сжатого воздуха на поршень снизу вверх и силы веса поднимаемых при встряхивании частей сверху вниз. Коэффициент нагрузки для каждого значения массы полезной нагрузки определяли по формуле

$$k_i = \frac{\dot{I}_i \cdot g \cdot (1 + f_{\delta\delta})}{F_i (\delta_i - \delta_{\dot{\alpha}\alpha}) \cdot m_i},$$

где M_n – масса полезной нагрузки, кг; F_n – площадь встряхивающего поршня, m^2 ; p_m – давление сжатого воздуха в магистрали, Па; p_{am} – атмосферное давление, Па; f_{mp} – условный коэффициент трения; m_n – относительная масса полезной нагрузки.

Силу трения принимали равной 0,25 от теоретической максимальной силы веса поднимаемых частей ($f_{mp} = 0,25$).

Принимали, что максимальная полезная нагрузка составляет 70 % от полной массы поднимаемых частей ($m_n = 0,7$). Давление (абсолютное) воздуха в магистрали 0,7 МПа.

Коэффициент нагрузки изменяли от нуля (встряхивание пустого стола машины) до единицы (максимально возможная нагрузка).

Расчет показателей выполняли до выхода механизма на стабильный режим работы. Стабильным считали режим, когда величина хода инерции поршня в двух последовательных циклах отличалась не более чем на 5%.

Изучали влияние коэффициента нагрузки на следующие показатели работы механизмов при стабильном режиме работы: полный ход S встряхивающего поршня (высоту встряхивания); удельную энергию удара e , Дж/м²; частоту ударов, n , с⁻¹; мощность N , кВт, развиваемую механизмом; индикаторный расход $V_{инд}$, л, свободного воздуха за один цикл встряхивания; удельный расход $V_{уд}$, л/кДж, свободного воздуха на получение одного килоджоуля энергии. Удельную энергию удара определяли как кинетическую энергию падающих частей непосредственно перед ударом. Мощность определяли по формуле

$$N = F_i \cdot (e + e') \cdot n,$$

где e' – удельная энергия отражения поршня, Дж/м².

Удельный расход сжатого воздуха находили из соотношения

$$V_{\text{сж}} = \frac{V_{\text{св}} \cdot n}{N}.$$

Результаты работы. На рис.1 показана индикаторная диаграмма при нормальной работе клапанного механизма ($k_n = 0,7$). Механизм выходит на стабильный режим на третьем цикле встряхивания. Точка 1 соответствует удару и отражению поршня. На участке наполнения 1–2 впускное отверстие полностью открыто, поршень движется вверх, сжатый воздух поступает в цилиндр. Давление в цилиндре вначале увеличивается, затем несколько снижается в результате ускорения движения поршня. В точке 2 происходит перекидка клапана с впуска на выхлоп. Давление падает, но поршень продолжает подниматься до точки 3, когда движущиеся части исчерпают свою инерцию. Затем поршень опускается под действием силы веса до точки 4, когда происходит перекидка клапана на впуск. На участке 4–1 предварения впуска давление в цилиндре возрастает, но поршень продолжает падать до удара.

При увеличении нагрузки характер индикаторной диаграммы изменяется мало, уменьшается только ход инерции и полный ход поршня (рис.2). При $k_n \geq 1$ поршень, естественно, перестает подниматься.

Если нагрузка снижается, характер индикаторной диаграммы существенно изменяется (рис.3). В конце выхлопа в результате быстрого подъема поршня давление в цилиндре становится ниже атмосферного, что приводит к подосу воздуха в цилиндр из атмосферы.

Строение индикаторной диаграммы золотникового механизма при его нормальной работе несколько сложнее (рис.4). В точке 2 начинает постепенно закрываться впускное отверстие, в результате давление воздуха в цилиндре падает. На участке 3–4 закрыты и впуск, и выхлоп, происходит расширение воздуха в замкнутом пространстве. На участке 4–5 постепенно открывается выхлоп, 5–6 выхлоп полностью открыт. Далее поршень движется вниз. На участке 6–7 выхлоп открыт, 7–8 он постепенно закрывается, 8–9 происходит сжатие воздуха в замкнутом пространстве цилиндра, 9–1 постепенно открывается впуск.

Золотниковый механизм в отличие от клапанного устойчиво работает только при k_n не выше 0,8. При более высокой нагрузке выхлоп не успевает полностью открыться (рис.5). При нагрузке выше 0,9 поршень задерживается на участке расширения, и механизм перестает работать. При малой нагрузке наблюдается подсос воздуха в цилиндр (рис.6).

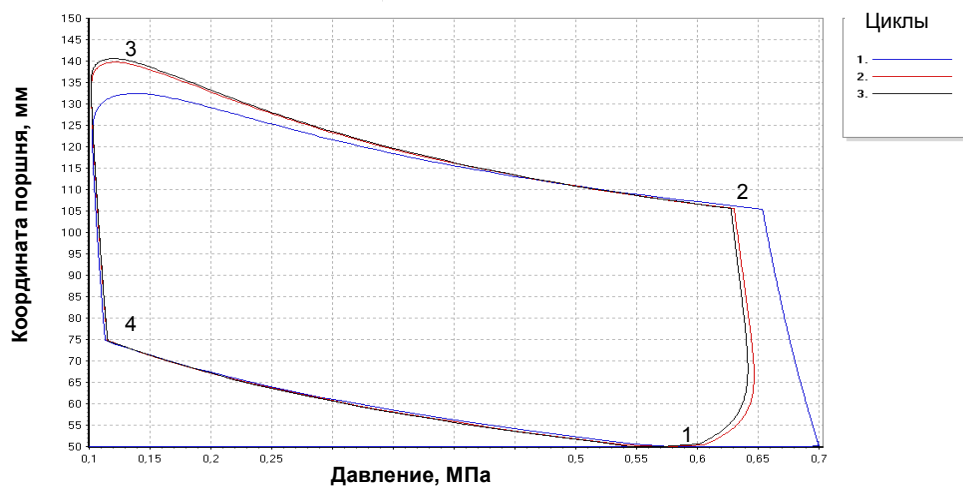


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма клапанного механизма при нормальной нагрузке ($k_n = 0,7$)

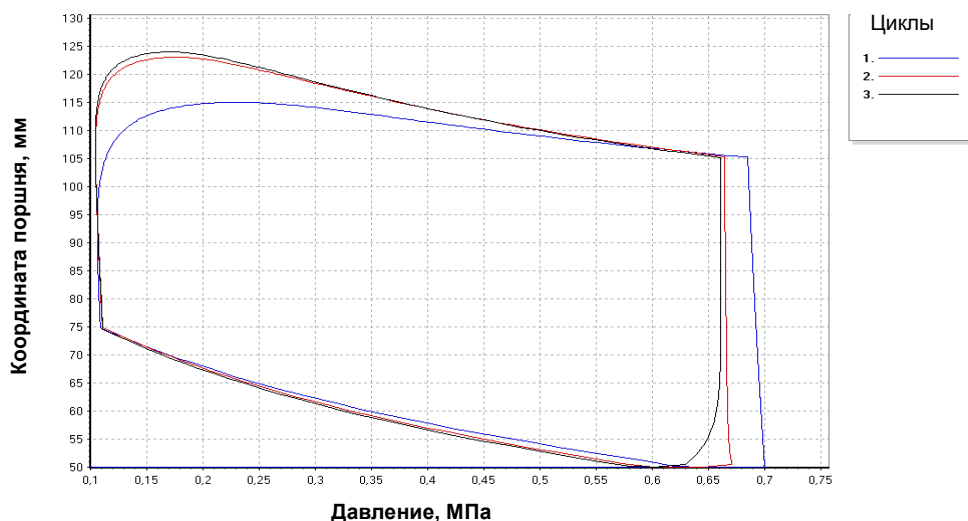


Рисунок 2 – Индикаторная диаграмма клапанного механизма при повышенной нагрузке ($k_n = 0,9$)

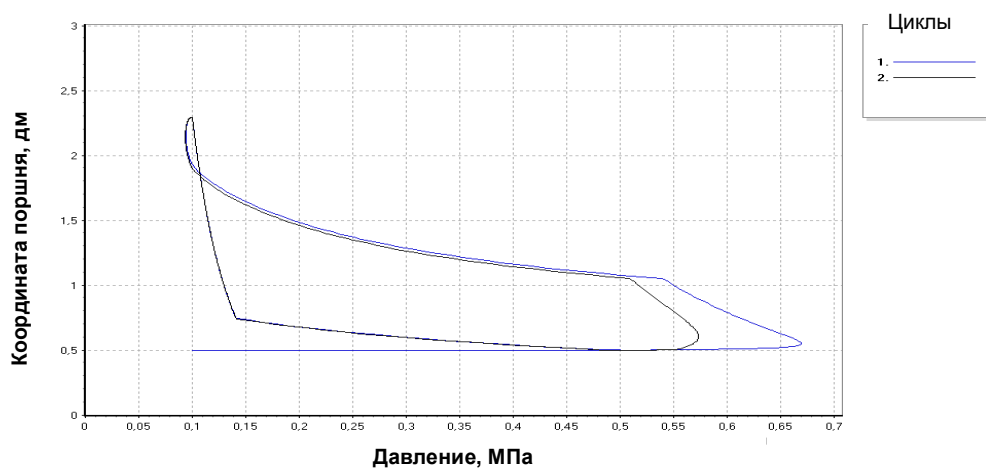


Рисунок 3 – Индикаторная диаграмма клапанного механизма при низкой нагрузке ($k_n = 0,1$)

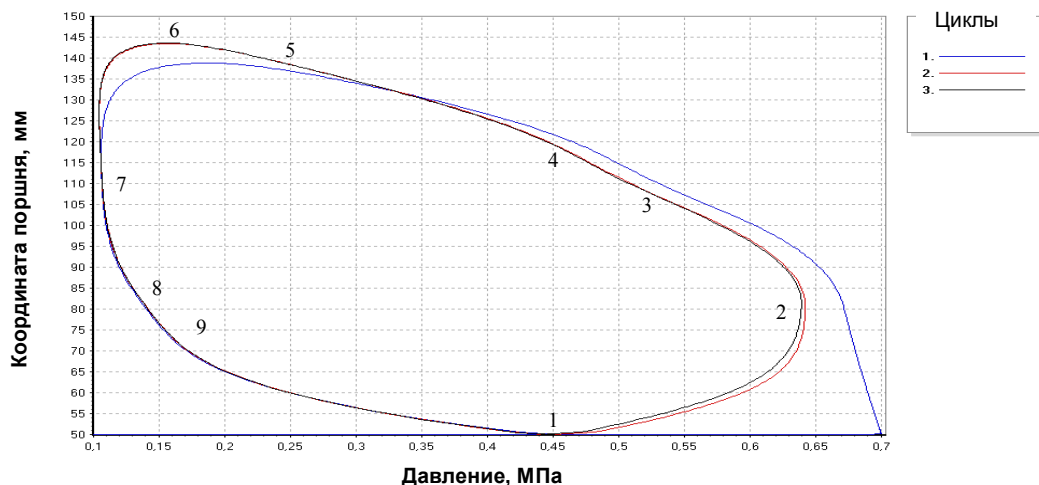


Рисунок 4 – Индикаторная диаграмма золотникового механизма при нормальной нагрузке ($k_n = 0,7$)

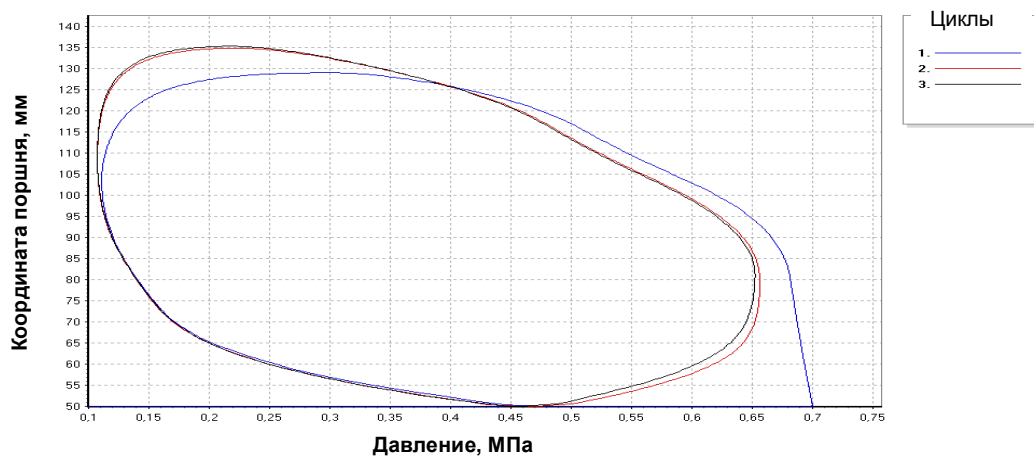


Рисунок 5 – Индикаторная диаграмма золотникового механизма при повышенной нагрузке ($k_n = 0,8$)

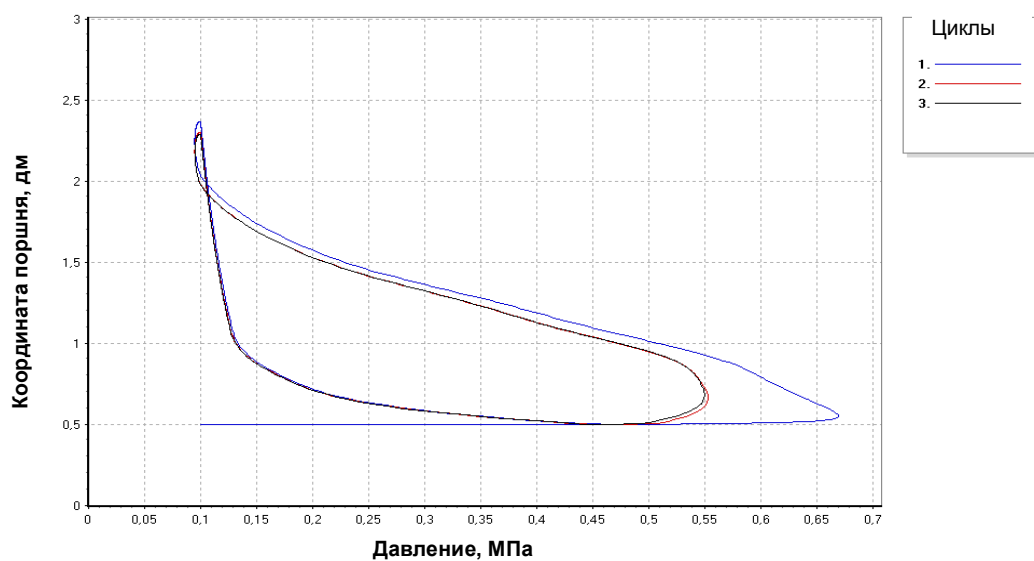


Рисунок 6 – Индикаторная диаграмма золотникового механизма при низкой нагрузке ($k_n = 0,1$)

На рис.7-12 показаны графики зависимости основных показателей работы встряхивающих механизмов от коэффициента нагрузки. Видно (рис.7), что при уменьшении нагрузки высота встряхивания увеличивается, причем она одинакова для обоих рассматриваемых механизмов.

Кривые энергии удара для обоих механизмов близки между собой (рис.8). Наибольшее значение энергии удара имеет место при коэффициенте нагрузки в пределах 0,5-0,8, что соответствует коэффициенту запаса площади поршня 2,0-1,25. При уменьшении k_n ниже 0,65 энергия удара снижается, несмотря на увеличение высоты встряхивания, что объясняется уменьшением массы падающих частей.

Частота ударов (рис.9) при увеличении нагрузки возрастает и достигает максимума при $k_n = 0,9$ для клапанного механизма и при $k_n = 0,8$ для золотникового, а затем незначительно снижается.

Поскольку степень уплотнения смеси зависит, в основном, от удельных энергий удара и отражения [2], важным показателем эффективности работы встряхивающего механизма является его мощность. Как видно из графика (рис.10), кривые мощности для обоих механизмов близки между собой: мощность достигает максимума при $k_n = 0,7$ (коэффициент запаса площади поршня 1,4). Как при увеличении, так и при уменьшении нагрузки мощность механизма снижается.

Индикаторный расход свободного воздуха при уменьшении k_n снижается для обоих механизмов, однако для золотникового механизма он всегда на 20 - 25 % меньше, чем для клапанного (рис.11).

Эффективность использования энергии сжатого воздуха можно характеризовать удельным расходом свободного воздуха, необходимым для получения одного килоджоуля полезной энергии удара и отражения. Зависимость этой величины от коэффициента нагрузки показана на рис.12. Как видно, удельный расход воздуха мало зависит от нагрузки, однако для обоих механизмов он минимален при k_n около 0,4-0,5 (коэффициент запаса площади поршня 2,5-2,0). Для золотникового механизма удельный расход воздуха на 22-24% меньше, чем для клапанного.

Выводы. Исследование на компьютерной модели зависимости показателей работы клапанного и золотникового встряхивающих механизмов формовочных машин от величины полезной нагрузки показало, что для обоих механизмов максимальная мощность достигается при полезной нагрузке, составляющей 0,6-0,8 от максимальной теоретической нагрузки, что соответствует коэффициенту запаса площади встряхивающего поршня 1,8-1,3. Наиболее полное использование энергии сжатого воздуха соответствует полезной нагрузке 0,4-0,5 от максимальной, то есть коэффициенту запаса 2,5-2,0.

Удельный расход воздуха, необходимый для получения единицы полезной энергии, для золотникового механизма на 20-25% меньше, чем для клапанного.

ЛИТЕРАТУРА

1. Могилевцев О.А. Компьютерное моделирование работы встряхивающих механизмов формовочных машин / О.А.Могилевцев, А.А.Тонконог // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2010. – № 2(123). – С.96-98.
2. Аксенов П.Н. Оборудование литейных цехов : [учебник для вузов] / Аксенов П.Н. – М.: Машиностроение, 1979 – 510с.
3. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства / Горский А.И. – М.: Машиностроение, 1978. – 551с.

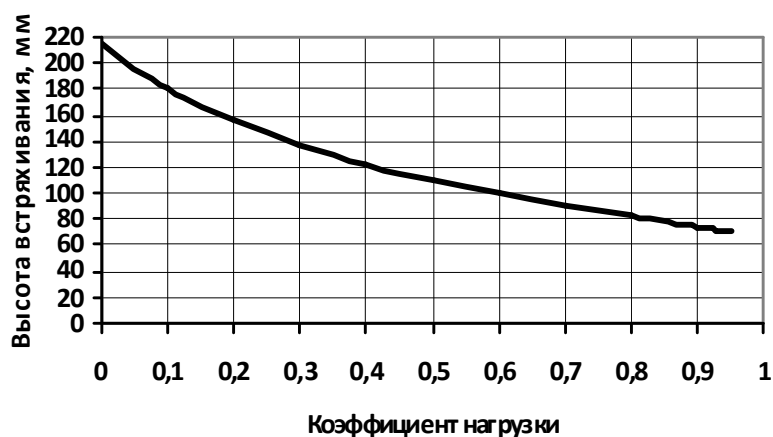


Рисунок 7 – Зависимость полного хода поршня (высоты встряхивания) от коэффициента нагрузки для клапанного и золотникового механизмов

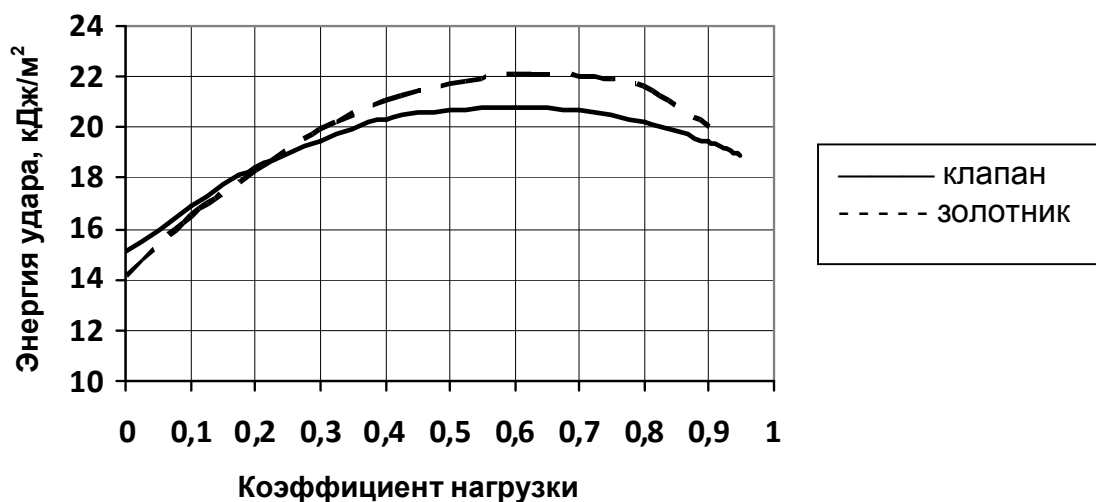


Рисунок 8 – Зависимость удельной энергии удара от коэффициента нагрузки

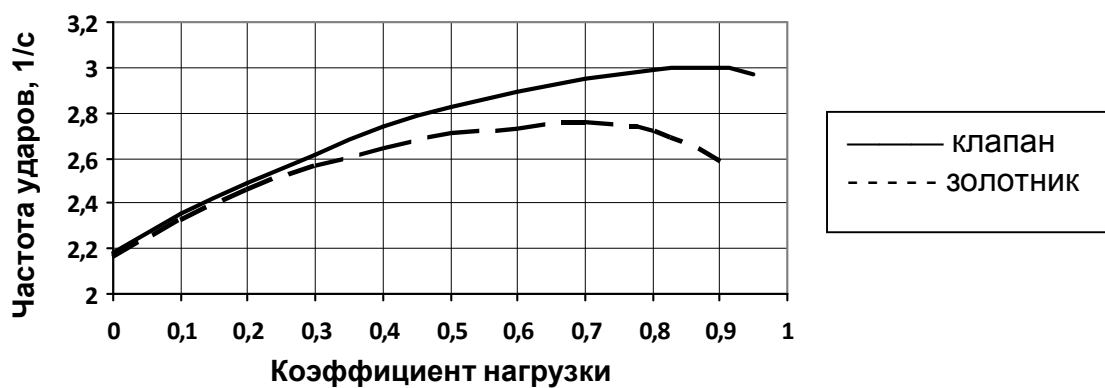


Рисунок 9 – Зависимость частоты ударов от коэффициента нагрузки

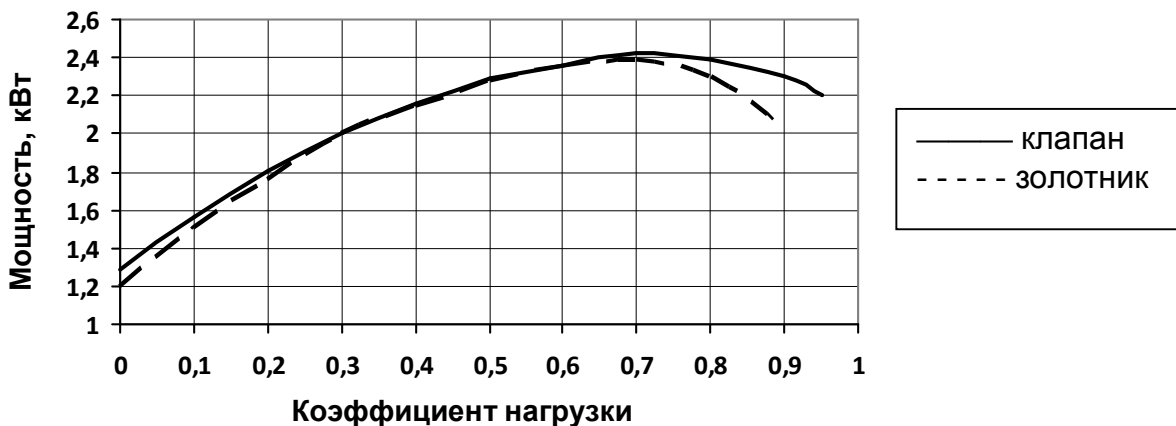


Рисунок 10 – Зависимость мощности от коэффициента нагрузки

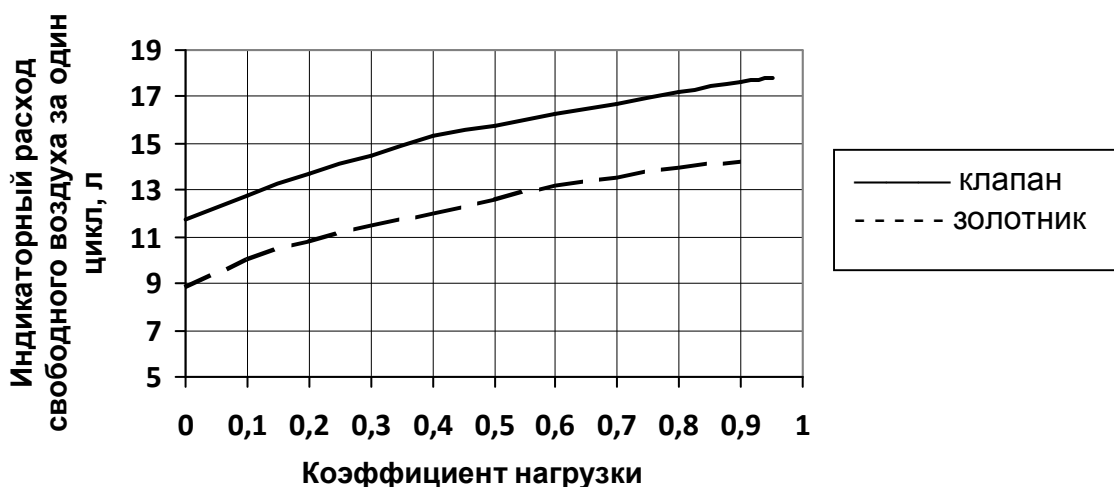


Рисунок 11 – Зависимость индикаторного расхода свободного воздуха от коэффициента нагрузки

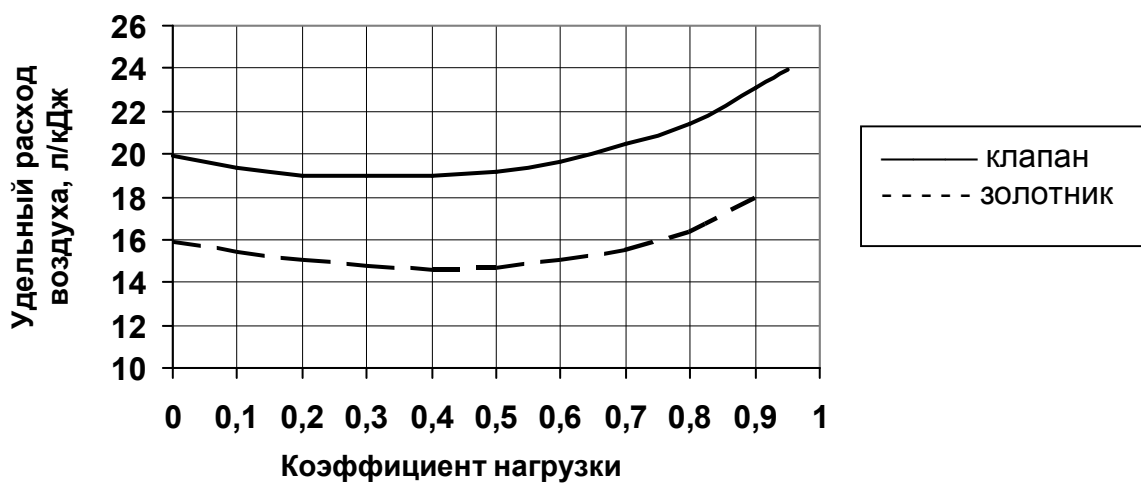


Рисунок 12 – Зависимость удельного расхода свободного воздуха на 1 кДж полезной энергии от коэффициента нагрузки

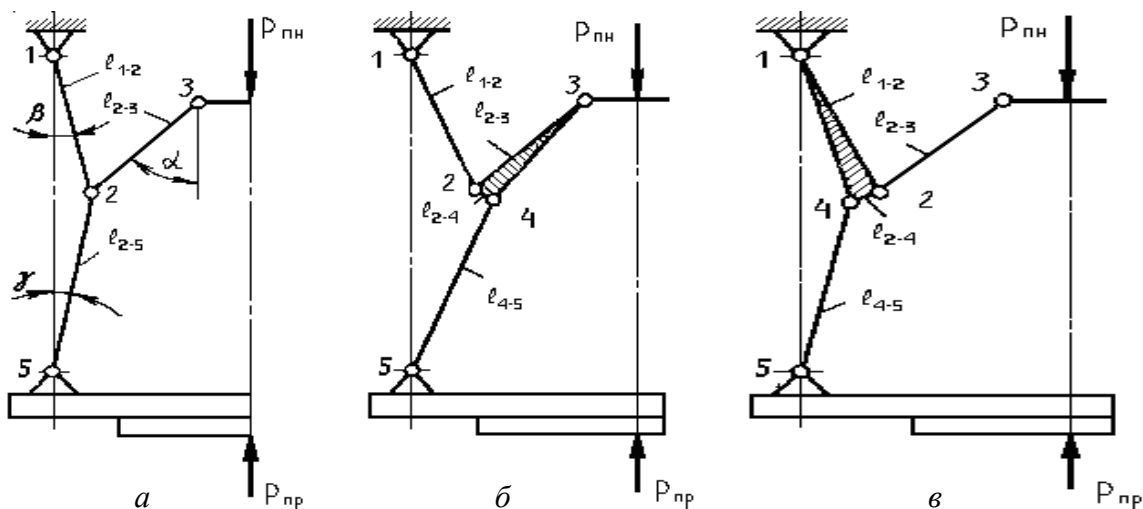
Днепродзержинский государственный технический университет

АНАЛИЗ ПРЕССОВАНИЯ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ РЫЧАЖНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

Введение. Формовочные машины и автоматы с рычажным прессовым механизмом получили широкое распространение в литейном производстве. Для эффективного использования таких машин необходимо правильно выбрать их конструктивные и технологические параметры. Аналитический расчет параметров сложен, поэтому целесообразно использовать метод компьютерного моделирования с помощью пакета программ «Euler», разработанного под руководством одного из авторов данной статьи [1].

Постановка задачи. Целью работы является анализ процесса прессования литейных форм рычажными механизмами, что позволит оптимизировать их работу.

Результаты работы. Схемы различных рычажных механизмов прессовых формовочных машин приведены на рис.1 [2].



а – без эксцентрика; б – с эксцентриком на звене 2-3; в – с эксцентриком на звене 1-2

Рисунок 1 – Схемы рычажных прессовых механизмов

Механизм состоит из жестких звеньев, соединенных шарнирами. Шарнир 1 закреплен на станине формовочной машины, шарнир 5 – на прессовой плите, шарнир 3 соединен с траверсой, которая перемещается вертикально при помощи пневмоцилиндра. Точно так же устроена и правая половина механизма. В простейшем механизме звенья 1-2, 2-3 и 2-5 соединены одним шарниром. Скорость v_5 перемещения прессовой плиты отличается от скорости v_3 траверсы. Отношению сил, действующих на прессовую плиту со стороны шарнира 5 и на шарнир 3 со стороны траверсы, называют коэффициентом η усиления механизма; он равен отношению скоростей точек 3 и 5:

$$\eta = \frac{v_3}{v_5} = \frac{F_5}{F_3}.$$

Важнейшей особенностью механизма является то, что при равномерном движении точки 3 вниз скорость точки 5 не остается постоянной, а постепенно уменьшается. При этом увеличивается коэффициент усиления и давление прессования в соответствии

с ростом сопротивления прессуемой смеси. Дойдя до своего нижнего положения, прессовая плита останавливается и начинает подниматься, хотя точка 3 продолжает перемещаться вниз. Вблизи нижнего положения прессовой плиты коэффициент усиления неограниченно возрастает.

Исследование процесса прессования проводили методом численного эксперимента на компьютерной модели (без учета сил трения). Выбрали два виртуальных механизма. Первый из них без эксцентрика (рис.1, а), длина всех звеньев одинакова и равна 500 мм.

На рис.2 показана кривая изменения коэффициента усиления, рассчитанная программой «Euler». Координата плиты отложена от ее нижнего положения.

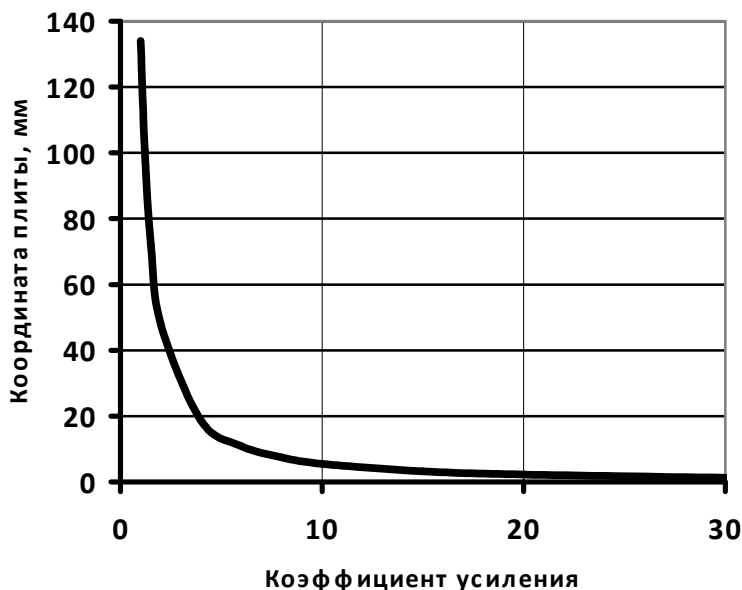


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента усиления от координаты прессовой плиты для механизма без эксцентрика

Зададимся оптимальным коэффициентом усиления $\eta_0=10$ и оптимальной плотностью уплотненной смеси $\delta_0 = 1650 \text{ кг/м}^3$. Пользуясь формулой ДГТУ [3], найдем давление прессования, необходимое для получения заданной плотности смеси

$$p_{i\delta} = \left(\frac{200}{1860 - \delta} - 0,23 \right)^2.$$

Для получения оптимальной плотности необходимо $p_0 = 0,52 \text{ МПа}$. Такое давление прессования должен развивать механизм при $\eta_0 = 10$. Давление при других значениях η находим из очевидного соотношения

$$p_{i\delta} = \delta_0 \frac{\eta}{\eta_0}.$$

Для данного примера $p_{np}=0,052\eta$.

Каждому давлению прессования соответствует определенная максимальная плотность смеси, которая может быть достигнута при данном положении плиты. Назовем эту плотность потенциальной. Снова используя формулу ДГТУ, построим кривую зависимости потенциальной плотности от высоты слоя смеси над поверхностью модельной плиты. Зададимся высотой опоки $H_0=300 \text{ мм}$ и расположим ее таким образом, чтобы заданная потенциальная плотность смеси соответствовала верхнему краю опоки

(без модели). По результатам расчета на компьютере, если верхнему уровню опоки соответствует $\eta_0 = 10$, то нижнее положение плиты находится на 5,5 мм ниже верхней плоскости опоки. Полученная кривая приведена на рис.3.

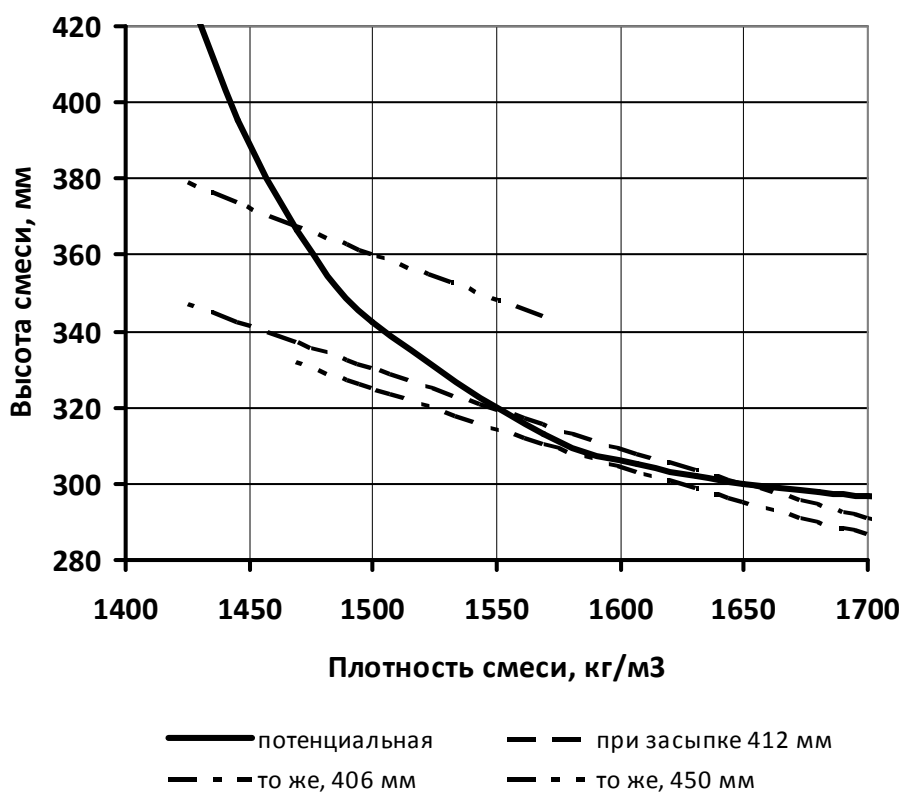


Рисунок 3 – Зависимость плотности смеси от высоты ее слоя для механизма без эксцентрика

Действительная плотность смеси δ_k после прессования зависит от высоты h_3 слоя смеси после засыпки в опоку, конечной высоты слоя смеси h_k и ее плотности δ_3 при засыпке:

$$\delta_e = \delta_3 \frac{h_3}{h_e}. \quad (1)$$

Из формулы следует: чтобы получить заданную плотность 1650 кг/м^3 при $\delta_3 = 1200 \text{ кг/м}^3$ и конечной высоте слоя 300 мм , надо засыпать смесь на высоту $412,5 \text{ мм}$. Кривые изменения действительной плотности от высоты смеси при различных уровнях засыпки показана на рис.3. В процессе прессования прессовая плита будет двигаться вниз, до тех пор пока потенциальная плотность будет превышать действительную. Когда они сравняются, плита остановится сопротивлением смеси и прессование закончится. Как видно, кривые потенциальной и действительной плотности при данной высоте засыпки действительно пересекаются в заданной точке a , однако получить заданную плотность не удастся: прессовая плита остановится значительно выше, в точке b , что соответствует конечной плотности 1560 кг/м^3 и конечной высоте 318 мм . Форма будет недоуплотненной.

При увеличении высоты засыпки конечная плотность будет уменьшаться, а конечная высота соответственно увеличиваться. Если уменьшать высоту засыпки, плотность будет увеличиваться, а конечная высота уменьшаться, до тех пор пока кривая действительной плотности станет касательной к кривой потенциальной плотности.

Этой точке соответствует $h_z = 407 \text{ мм}$, $h_k = 309 \text{ мм}$ и $\delta_k = 1580 \text{ кг/м}^3$. При дальнейшем, даже незначительном уменьшении высоты засыпки сопротивление смеси уже не остановит движения плиты и она достигнет своего нижнего положения. При этом $h_k = 294,5 \text{ мм}$ и $\delta_k = 1658 \text{ кг/м}^3$.

При дальнейшем уменьшении высоты засыпки плита всегда будет достигать нижнего положения, а плотность смеси соответствовать действительной, рассчитанной по уравнению (1). Зависимость конечной плотности смеси от высоты засыпки для рассматриваемого примера показана на рис.4, а конечной высоты – на рис.5.

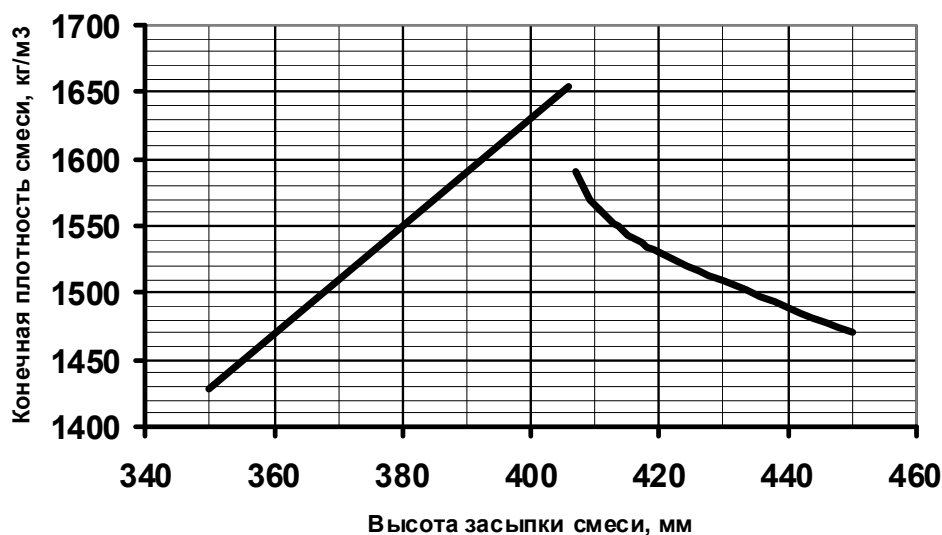


Рисунок 4 – Зависимость конечной плотности смеси от высоты засыпки в опоку для механизма без эксцентрика

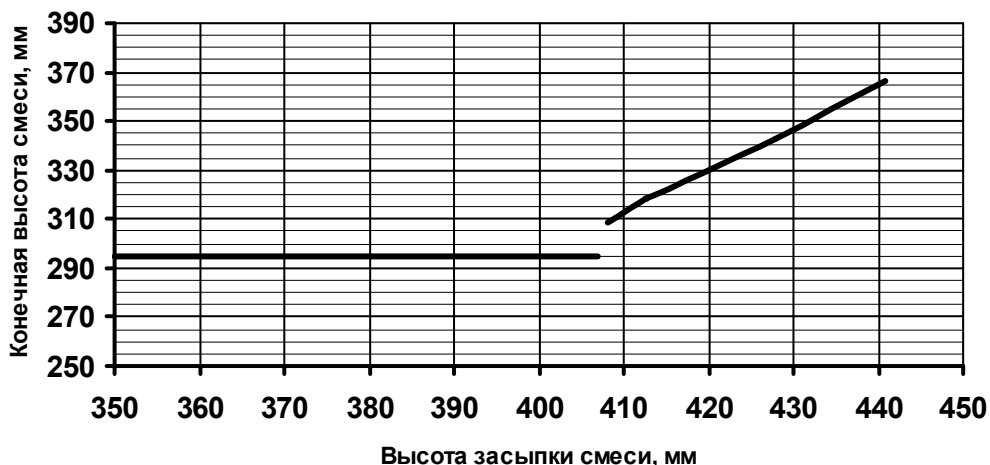


Рисунок 5 – Зависимость конечной высоты смеси от уровня ее засыпки для механизма без эксцентрика

Как видно, для получения стабильной плотности форм в пределах $1650 \pm 10 \text{ кг/м}^3$ уровень засыпки смеси в опоку необходимо поддерживать в очень узких пределах (менее 10 мм), что практически невозможно. Как при увеличении так и при уменьшении высоты засыпки получают недоуплотненные формы.

Этот недостаток рычажных механизмов без эксцентрика хорошо известен [2]. Он обусловлен слишком быстрым возрастанием коэффициента усиления в конце хода прессовой плиты.

Наиболее распространенным является рычажный прессовый механизм, схема которого показана на рис.1, б. Он имеет эксцентрик на звене 2-3, точки 2 и 4 не совпадают, образуется жесткий треугольник 2-3-4 с небольшим углом φ при вершине 3.

Используя вышеизложенную методику, проанализировали процесс прессования смеси механизмом с эксцентриком: $l_{2-3} = 577 \text{ мм}$; $l_{3-4} = 510 \text{ мм}$; длина остальных звеньев по 500 мм ; $\varphi = 6^\circ$.

Характер движения прессовой плиты здесь значительно сложнее. Зависимость коэффициента усиления от координаты плиты показана на рис.6.

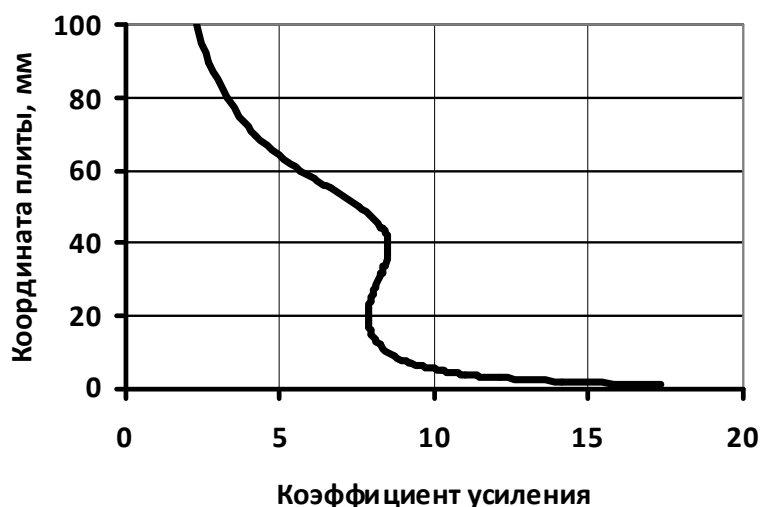


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента усиления от координаты прессовой плиты для механизма с эксцентриком

Кривая отличается тем, что имеет участок, на котором коэффициент усиления мало зависит от координаты плиты. В данном примере этот участок соответствует $\eta \approx 8$. Аналогичную форму имеет кривая потенциальной плотности смеси. Располагая модельную плиту таким образом, чтобы контрлад опоки соответствовал середине участка относительной стабильности, построили графики зависимости плотности смеси и конечной высоты ее слоя от высоты засыпки (рис.7, 8). Из рис. 7 видно, что стабильная плотность смеси, равная $1650 \pm 10 \text{ кг/м}^3$, достигается в довольно широком интервале высот засыпки: от 382 до 440 мм. При этом конечная высота смеси колеблется от 278 мм (на 22 мм ниже уровня контрлада опоки) до 322 мм (на 22 мм выше контрлада). Такие параметры можно считать вполне приемлемыми.

Из рассмотренных примеров видно преимущество рычажных прессовых механизмов с эксцентриком.

Предложенная методика может быть использована для анализа параметров прессования форм с помощью рычажных механизмов различной конструкции.

Вывод. Предложена и проиллюстрирована на конкретных примерах методика анализа прессования литейных форм рычажными механизмами с использованием ранее разработанной компьютерной программы «Euler». Методика может быть использована как для существующих формовочных машин, так и при проектировании новых.

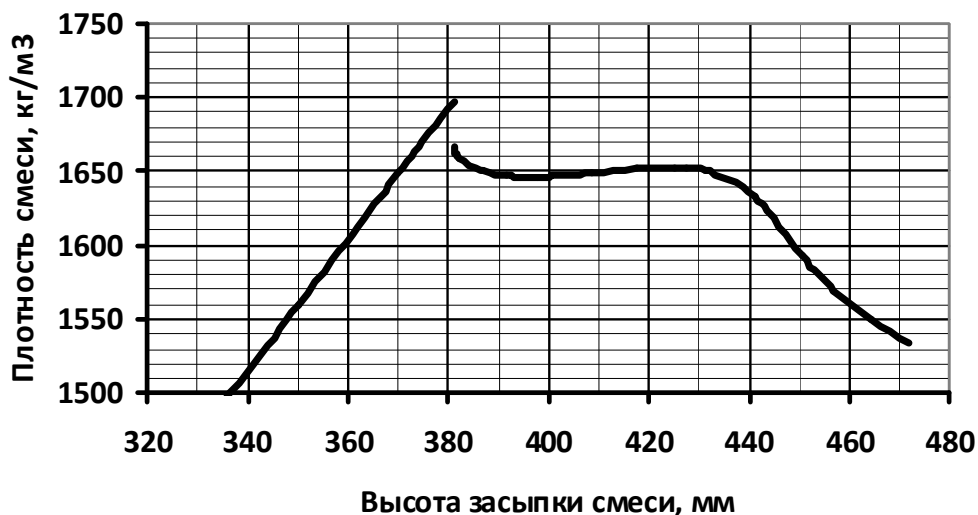


Рисунок 7 – Зависимость конечной плотности смеси от высоты ее заправки в опоку для механизма с эксцентриком

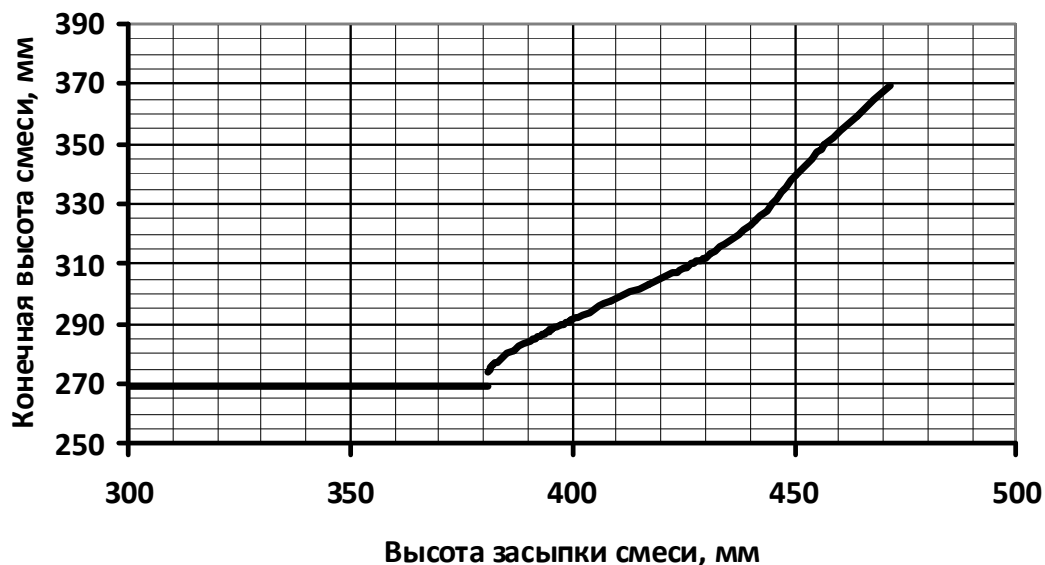


Рисунок 8 – Зависимость конечной высоты смеси от уровня ее заправки для механизма с эксцентриком

ЛИТЕРАТУРА

1. Могилевцев О.А. Компьютерное моделирование коэффициента усиления рычажной системы прессовых формовочных машин / О.А.Могилевцев, Е.А.Баленко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 6/1. – С.43-47.
2. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства / Горский А.И. – М.: Машиностроение, 1978. – 551с.
3. Могилевцев О.О. Напівемпіричне рівняння пресування ливарних форм / О.О.Могилевцев, О.С Вихрюк // Збірник наукових праць ДДТУ (технічні науки). – Дніпродзержинськ : ДДТУ. – 2006. – С.44-47.

Дніпродзержинський державний технічний університет
*ДВНЗ «Національний гірничий університет»

РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ЗБУРЕНОГО РУХУ БУКСИРОВЩИКІВ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКІДІВ

Вступ. В умовах кар'єрів трапляються випадки, коли поламані автосамоскиди не можуть переміщуватися власним ходом, тому постає питання про доставку таких машин при відриві передніх чи задніх коліс від покриття. Такий спосіб доставки здійснюється лише за допомогою спеціально обладнаних буксировщиків, є виключно мобільним, продуктивним, не потребує розміщення водія у автосамоскиді, який буксирується, широко застосовується у світовій практиці. Така схема буксирування конструктивно проста, досить автономна. Разом з тим потребує додаткових досліджень з формування зовнішніх навантажень на підйомно-зчеплювальні пристрої та питань динаміки системи «буксировщик-автосамоскид» для науково обґрунтованого підходу до визначення раціональних параметрів основних силових елементів.

Постановка задачі. Буксировщики, як правило, розробляються на базі кар'єрних автосамоскидів відповідної вантажопідйомності шляхом установалення підйомно-зчеплювальних пристроїв. Параметри таких пристроїв визначаються динамікою збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид». Разом з тим, аналіз досліджень і публікацій [1-3] свідчить про те, що у науковій літературі недостатньо приділяється уваги розробці та створенню буксировщиків.

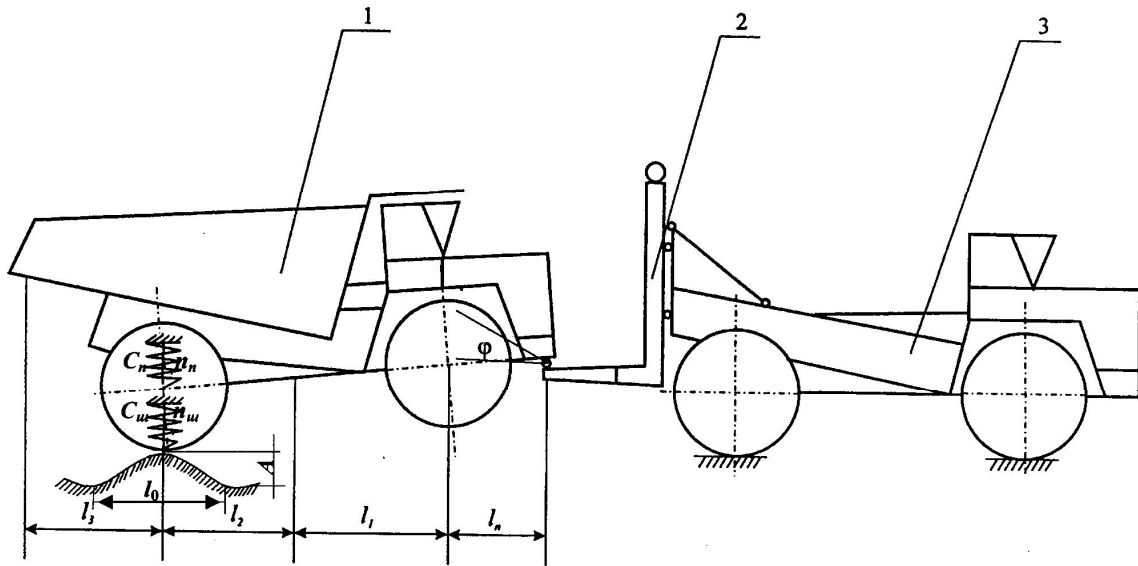
Таким чином, нерозв'язаною частиною загальної проблеми є відсутність науково-методичного забезпечення проектування підйомно-зчеплювальних пристроїв, а метою – подальший розвиток теорії збуреного руху буксировщиків кар'єрних автосамоскидів.

Результати роботи. У плані науково обґрунтованого призначення металомісткості підйомно-зчеплювальних пристроїв вирішальну роль відіграють динамічні навантаження, які характеризуються певними коефіцієнтами динамічності. Формування динамічних навантажень досліджується на шляху вивчення коливань системи «буксировщик-автосамоскид». Для отримання картини кінематичних збурень обрана найбільш важка ділянка технологічної дороги. Заміри параметрів шляху, їх статистична обробка дозволили кінематичне збурення апроксимувати функцією, головна гармоніка якої є синусоїдою з довжиною хвилі $l_0 = 2\text{м}$ і розмахом $A = 0,3\text{м}$.

Схема буксирування автосамоскида захватом спереду при пружній задній підвісці надана на рис.1, де залучені наступні позначення і характерні розміри: l_1 – відстань по горизонталі від передньої осі до центра маси автосамоскида; l_2 – відстань по горизонталі від заднього моста до центра маси автосамоскида; l_3 – відстань по горизонталі від передньої осі до опорної точки автосамоскида; l_4 – відстань по горизонталі від заднього моста до опорної точки кузова.

Диференціальні рівняння коливань автосамоскида отримані у формі рівняння Лагранжа другого роду:

$$\left. \begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi} + n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \varphi - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) y &= 0; \\ - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \varphi + m_{H3} \ddot{y} + (n_n C_n + n_{uu} C_{uu}) y &= n_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



1 – автосамоскид; 2 – підйомно-зчеплювальний пристрій; 3 – буксировщик

Рисунок 1 – Схема буксирування зчеплюванням спереду

де $m_{н3}$ – маса невідвіснених частин автосамоскида, кг; v – швидкість буксирування, м/с; J_{n1} – момент інерції відвіснених частин автосамоскида при захопті спереду відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м²; n_n – кількість пружних елементів задньої відвіски; C_n – коефіцієнт жорсткості одного пружного елемента задньої відвіски, Н/м; $n_{ш}$ – кількість шин задньої відвіски; $C_{ш}$ – коефіцієнт радіальної жорсткості однієї шини задньої відвіски, Н/м; A – розмах апроксимуючої функції кінематичного збурення, м; ω – кругова частота кінематичного збурення, 1/с.

$$A_1 = n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2) \times \frac{A}{2} \left\{ J_{n1} m_{н3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{ш} C_{ш} + m_{н3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 \right\}. \quad (2)$$

$$A_2 = \left[n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 \frac{A}{2} - J_{n1} n_{ш} C_{ш} \frac{A}{2} \omega^2 \right] \left\{ J_{n1} m_{н3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{ш} C_{ш} + m_{н3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 \right\}. \quad (3)$$

Як це виходить з виразу (3), амплітуда коливань невідвіснених мас обертається у нуль при швидкості буксирування

$$v = \sqrt{\frac{n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_{n1}}}. \quad (4)$$

Безпосередньо з виразів (2) і (3) отримано частотне рівняння

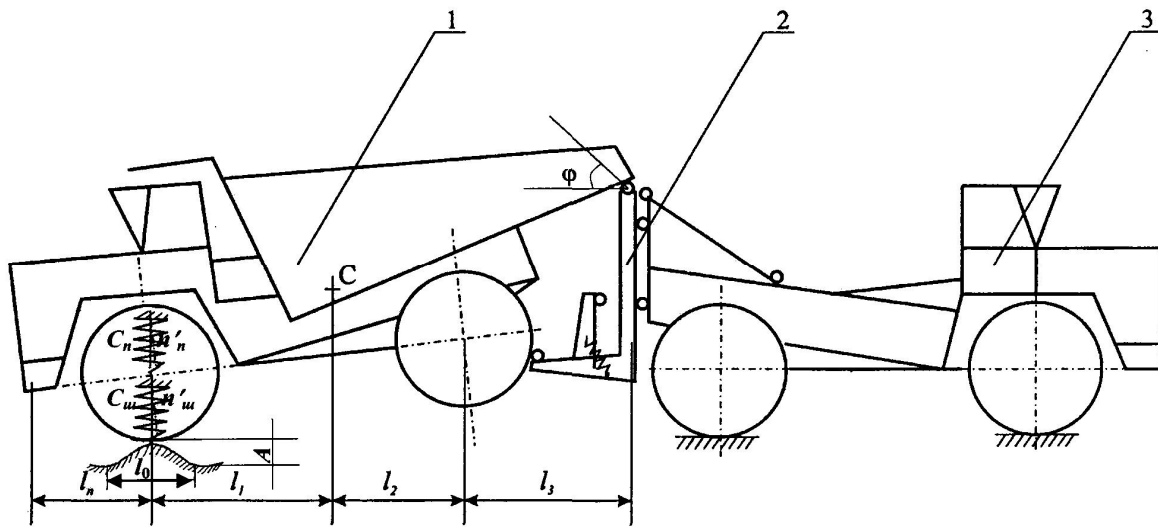
$$J_{n1} m_{н3} (\omega^2)^2 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{ш} C_{ш} + m_{н3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 = 0. \quad (5)$$

Власні кругові частоти

$$\omega_{1,2} = \left\{ J_{n1}n_n C_n + J_{n1}n_{uu} C_{uu} + m_{H3}n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \mp \left[(J_{n1}n_n C_n + J_{n1}n_{uu} C_{uu} + m_{H3}n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2)^2 - 4J_{n1}m_{H3}n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} / (2J_{n1}m_{H3})^{1/2} \quad (6)$$

визначають відповідні критичні швидкості буксирування.

Схема буксирування автосамоскида захватом ззаду при пружній передній підвісці наведена на рис.2.



1 – автосамоскид; 2 – підйомно-зчеплювальний пристрій; 3 – буксировщик

Рисунок 2 – Схема буксирування зчіплюванням ззаду

Диференціальні рівняння коливань автосамоскида отримані у формі рівняння Лагранжа другого роду:

$$\left. \begin{aligned} J_{n2}\ddot{\phi} + n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \phi - n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) y &= 0; \\ -n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) \phi + m_{Hn} \ddot{y} + (n'_n C_n + n'_{uu} C_{uu}) y &= n'_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де m_{Hn} – маса непідресорених частин передньої підвіски, кг; J_{n2} – момент інерції підресорених частин автосамоскида при захваті ззаду відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м²; n'_n – кількість пружних елементів передньої підвіски; n'_{uu} – кількість шин передньої підвіски.

Розв'язання системи рівнянь (7) має наступний вигляд:

$$A_1 = n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1) \frac{A}{2} \left\{ J_{n2} m_{Hn} \omega^4 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{Hn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right\} \quad (8)$$

$$A_2 = \left[n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1) \frac{A}{2} - J_{n2} n'_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \omega^2 \right] / \left\{ J_{n2} m_{nn} \omega^4 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right\}. \quad (9)$$

Амплітуда коливань коліс передньої підвіски автосамоскида обертається у нуль при швидкості

$$v = \sqrt{\frac{n_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_{n2}}}. \quad (10)$$

Частотне рівняння:

$$J_{n2} m_{nn} (\omega^2)^2 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 = 0. \quad (11)$$

Власні кругові частоти

$$\omega_{3,4} = \left\{ J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \mp \left[(J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + m_{nn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2)^2 - 4 J_{n2} m_{nn} n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} / (2 J_{n2} m_{nn})^{1/2} \quad (12)$$

визначають відповідні критичні швидкості буксирування.

При буксируванні автосамоскида захватом спереду при жорсткій задній підвісці диференціальне рівняння має наступний вигляд:

$$\ddot{\varphi} + \frac{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_1} \varphi = \frac{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)}{2J_1} A \sin \omega t, \quad (13)$$

де J_1 – момент інерції автосамоскида відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м².

Розв'язання рівняння (13):

$$\varphi = \frac{A}{2(l_n + l_1 + l_2)} \left| \frac{1}{1 - \frac{4\pi^2 J_1 v^2}{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}} \right| \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (14)$$

Відповідна критична швидкість

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_1}}. \quad (15)$$

При буксируванні автосамоскида захватом ззаду при жорсткій передній підвісці диференціальне рівняння має наступний вигляд:

$$\ddot{\varphi} + \frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2}{J_2} \varphi = \frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)}{2J_2} A \sin \omega t, \quad (16)$$

де J_2 – момент інерції автосамоскида при захваті відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Розв'язання рівняння (16) має вигляд:

$$\varphi = \frac{A}{2(l_3 + l_2 + l_1)} \left| \frac{1}{1 - \frac{4\pi^2 J_2 v^2}{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2}} \right| \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (17)$$

Відповідна критична швидкість

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_2}}. \quad (18)$$

Підвищення навантаження на вузли підвіски автосамоскидів при русі по нерівностях доріг характеризується коефіцієнтом динамічності, який залежить від конструктивних особливостей підвіски, параметрів шляху, швидкості руху і визначається наступною залежністю:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{h_{\partial}}{h_c}, \quad (19)$$

де K_{∂} – коефіцієнт динамічності; h_{∂} – амплітуда коливань, м; h_c – статичний прогин пружного елемента, м.

На прикладі буксирування автосамоскида БілА3-548 виконано розрахунки коефіцієнтів динамічності в залежності від способу захвату, типу підвіски; відповідні результати наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Залежність коефіцієнтів динамічності від умов буксирування автосамоскидів БілА3-548

Спосіб захвату, тип підвіски	Швидкість, км/г			
	10	20	30	40
Захват спереду, пружна підвіска	1,3	4,9	Р*	6,5
Захват ззаду, пружна підвіска	1,4	Р*	3,0	2,7
Захват спереду, жорстка підвіска	2,2	7,3	15,8	41,3
Захват ззаду, жорстка підвіска	2,25	7,2	20,0	Р*

Р* – резонансний режим.

Висновки. Розроблена математична модель системи «буксировщик-автосамоскид» враховує тип підвіски автосамоскида, який буксирується, спосіб його захвату, сприяє науково обґрунтованому вибору прийнятих режимів буксирування в

залежності від стану технологічних доріг, у тому числі визначає критичні швидкості, які відповідають появі резонансних режимів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Веселов Г.П. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп / Г.П.Веселов, А.Н.Густомясов, В.И.Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С.92-97.
2. Лобас Л.Г. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л.Г.Лобас, Ю.Л.Ващенко // Прикладная механика. – 1991. – Т.27. – №12. – С.85-91.
3. Бейгул В.О. Исследование динамики нагружения системы «буксировщик-автосамосвал» / В.О.Бейгул // Сб. науч. тр. НГА Украины. – Днепропетровск: НГАУ. – 2002. – №13. – Т.2. – С.8-12.

УДК 622.272:622.257.1

СТУПНИК М.І., к.т.н., професор

Криворізький технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В ПІРНИЧИХ ВИРОБКАХ І ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ПОВНОГО ТИСКУ

Вступ. Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Аналізом характеристик проривів глинистих порід, які відбулися на шахтах Криворізького басейну, зокрема обсягів винесеної глинистої породи, встановлено факт обмеженої довжини переміщення породи по виробках. На це впливає здатність обводненої глинистої породи швидко віддавати воду, що підтвердилося дослідженнями вологості зразків відібраної глинистої породи, яка протягом 7-10 днів з текучої фази переходила в напівтвердий стан.

Результати досліджень властивостей обводнених глинистих порід, які можуть прорватися у виробки, показують, що вони являють собою важкі суспензії з високою об'ємною густиною. При прориві у виробку під значним статичним тиском вони здатні розповсюджуватися по виробці на певну відстань.

Аналіз досліджень і публікацій. При застосуванні теорії виникнення гідравлічного удару необхідно відзначити, що при розгляді руху по виробках обводненої глинистої породи до неї можуть бути застосовані гідравлічні закони лише у початковій фазі, тобто коли вологість глинистої породи вища від межі текучості. Після зменшення вологості нижче межі текучості починають діяти закони реології [1, 2].

Встановлено, що гідравлічний удар – це виникнення додаткового тиску до того, що вже є в системі. Він виникає при русі рідини (суспензії, пульпи) в обмеженому просторі за наявності перешкоди на шляху руху. При цьому відбувається раптовий перехід кінетичної енергії потоку в потенційну енергію, що спричиняє значне підвищення «ударного» тиску внаслідок суттєвого зменшення швидкості, інколи до нуля.

Втрати тиску по довжині виробки обумовлені дією сил тертя. При русі водонасиченої глинистої породи по виробці працюють закони гідравліки [3].

Для визначення величини гідравлічного удару при переміщенні глинистої маси в i -тій точці по шляху руху застосовують закон збереження енергії і переходу потенційної в кінетичну [3].

У роботі [4] Жуковським Н.Е. запропоновано методику визначення підвищення тиску при гідравлічному ударі.

Постановка задачі. Метою роботи є дослідження можливості гідравлічного удару і визначення величини повного тиску в залежності від тиску глинистої породи на вході у виробку, приведеної величини сил тертя та тиску від удару при можливих проривах глинистих порід в очисний простір підземних рудників.

Результати роботи. Підвищення тиску при гідравлічному ударі визначається за формулою

$$P = \rho v \frac{1}{\sqrt{\rho E_p + \rho d/E_c}}, \quad (1)$$

де ρ – густина рідини (суспензії, пульпи);
 E_p і E_c – модулі пружності рідини і матеріалу стінок;
 v – швидкість поширення ударної хвилі,
 або енергетичним рівнянням:

$$\frac{m^2 v^2}{2} = \rho \pi r^2 l v^2 / 2, \quad (2)$$

де r – радіус труби;
 m – маса речовини у відрізку труби;
 l – довжина труби перед перешкодою (затвор, перемичка тощо).

Як видно з наведених вище формул, що описують явище гідравлічного удару, змінною величиною є швидкість просування рідини.

У нашому випадку згідно з розрахунками граничного шляху проходження швидкість обводненої глинистої породи, як показали дослідження, через 87-90 м знижується за рахунок втрати енергії на тертя до нуля.

З фізичної точки зору потенційна енергія або робота, виконана масою породи, яка переміщується по виробці, чисельно дорівнює

$$A = \frac{mV_n^2}{2} - \frac{mV_k^2}{2}, \quad (3)$$

де V_n – початкова швидкість руху глинистої породи;
 V_k – кінцева швидкість руху глинистої породи;
 m – маса обводненої глинистої породи, яка переміщується по виробці.

За умови $V_k = 0$ робота, виконана масою глинистої породи,

$$A = Fl, \quad (4)$$

де F – сила тертя;
 l – довжина просування обводненої глинистої породи по виробці.

Прирівнявши вирази (3) і (4), одержимо формулу, яка описує початкову швидкість V_n :

$$V_n = \sqrt{\frac{2Fl}{m}}, \text{ м/с.} \quad (5)$$

Підставляючи (5) у (1), можна визначити максимальний тиск у виробці при миттєвому поширенні глинистої породи по всій довжині. Але, враховуючи фактор, що після шляху довжиною 80-90 м швидкість руху глинистої породи буде дорівнювати нулю, енергія удару також зменшиться до нульового значення.

Таким чином за відсутності непроникної перешкоди на відстані 80-90 м від місця прориву обводненої глинистої породи у виробку виникнення гідравлічного удару неможливе.

Як наслідок, формули роботи в i -й точці будуть записані так:

$$A_i = \frac{mV_i^2}{2} - \frac{mV_n^2}{2}, \quad (6)$$

$$A_i = F^i l_i. \quad (7)$$

Прирівнявши вирази (6) і (7) $\frac{mV_n^2}{2} - \frac{mV_i^2}{2} = F^i l_i$ або $\frac{m_i V_i^2}{2} = \frac{mV_n^2}{2} - F^i l_i$, одержимо формулу для визначення швидкості в i -й точці:

$$V_i = \sqrt{\frac{2\left(\frac{mV_n^2}{2}\right) - F^i l_i}{m_i}}. \quad (8)$$

Підставивши V_i у формулу визначення потенційної енергії [5], знаходимо формулу сили удару в i -тій точці:

$$F_{y\partial}^i = \frac{m_i V_i^2}{2} = \frac{m_i \cdot 2\left(\frac{mV_n^2}{2} - F^i l_i\right)}{2l_i m_i} = \frac{mV_n^2}{2} - F^i. \quad (9)$$

Увівши у цю формулу значення V_n , отримаємо формулу для визначення сили удару в i -й точці шляху:

$$F_{y\partial}^i = \frac{c\Pi(\ell^2 - \ell_i^2)}{\ell_i}, \quad (10)$$

де c – зчеплення глинистої породи, т/м²;

Π – периметр виробки, м;

ℓ – повна довжина виробки, заповненої глинистою породою, м;

ℓ_i – відстань до i -тої точки, де визначається сила удару, м.

Приводимо величину сили до площі дії і отримуємо формулу для визначення тиску удару:

$$P_{y\partial}^i = \frac{c\Pi(\ell^2 - \ell_i^2)}{\ell_i \cdot S}, \text{ т/м}^2, \quad (11)$$

де S – площа дії (перемички, виробки), м².

Визначення повного тиску на перемичку.

У силовому відображенні величина повного тиску визначається наступними формулами:

$$F_n = F_r - F_t + F_{y\partial}, \quad (12)$$

$$F_t = \tau\Pi, \quad (13)$$

де τ – сила тертя, т/м²;

Π – периметр виробки, м;

ℓ – довжина шляху, пройденого глинистою породою, м.

Чисельна величина повного тиску

$$P_n = F_n/S = (F_r - F_t + F_{y\partial})/S = P_r - (F_t/S) + P_{y\partial}. \quad (14)$$

Повний тиск на перемичку в i -й точці

$$P_{\Pi} = P_{\Gamma} - F_{\Gamma}^i + P_{\text{уд}}^i, \quad (15)$$

де P_{Γ} – тиск глинистої породи на вході у виробку, т/м^2 ;
 F_{Γ}^i – приведена величина сил тертя в i -тій точці, т/м^2 ;
 $P_{\text{уд}}^i$ – тиск від удару в i -тій точці, т/м^2 .

При цьому не враховується витрата енергії на нагрівання глинистої породи під час руху по виробці. Зроблене допущення збільшує запас міцності конструкції перемички.

Для наочності можна виразити P_{Π} графічно як функцію від l_i (рис. 1).

Знаючи повний тиск у виробці, можна визначити товщину перемички у виробці на заданій відстані від місця прориву глинистих порід.

На відстані 69 м від очисного простору повний тиск P_{Π} майже дорівнює тиску глинистих порід у виробці P_{Γ} . Довжина $l = 69$ м складає приблизно 80% загальної довжини шляху, пройденої глинистою породою ($l_{\text{max}} = 90$ м).

Таким чином, $l_i = 0,8 \cdot l_{\text{max}}$ є оптимальним місцем установки перемички. При неможливості виконання цієї умови, тобто $l_i > 0,8 \cdot l_{\text{max}}$, ширину перемички необхідно розраховувати на тиск $P_{\Pi} = P_{\Gamma}$, оскільки при гідрогеологічній ситуації, що постійно змінюється у виробленому просторі й у виробці (підвищення вологості глинистої породи), тиск у виробці може досягти P_{Γ} .

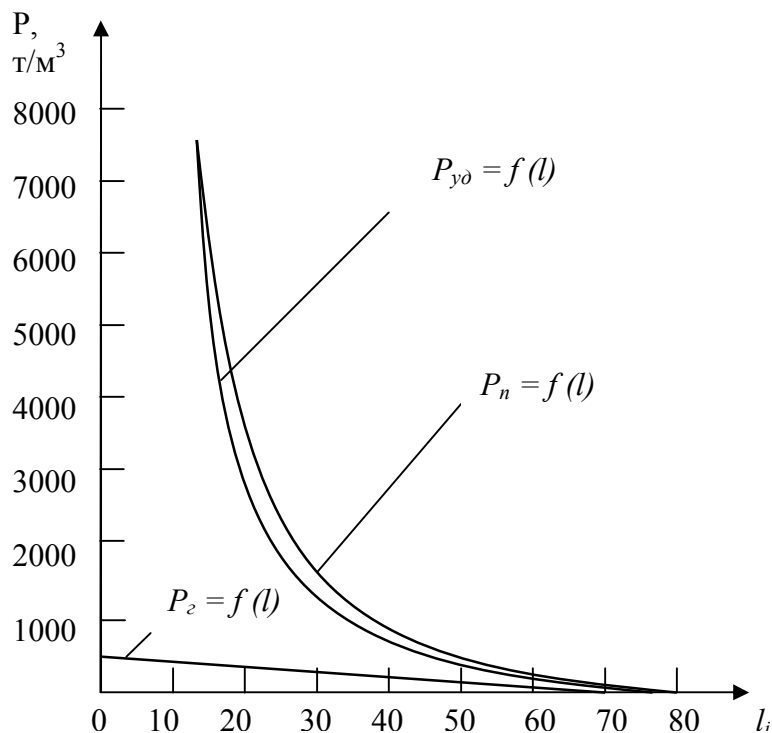


Рисунок 1 – Графіки залежності P_{Γ} , $P_{\text{уд}}$ і P_{Π} від довжини шляху проходження глинистих порід по виробці l

А формула (15) запишеться у вигляді

$$P_{\Pi} = P_{\Gamma} - F'_{\Gamma} + P_{\text{уд}} \geq P_{\Gamma}, \quad (16)$$

тобто у розрахунках величина P_{Π} повинна прийматися не меншою P_{Γ} .

При визначенні довжини шляху проходження глинистих порід по виробці сила тертя в i -й точці виробки визначається за формулою

$$F_i = \tau_i \Pi l_i ,$$

де τ_i – сила тертя, що приходить на одиницю поверхні, т/м²;

Π – периметр виробки, м;

l_i – довжина шляху, пройденого глинистою породою до i -тої точки, м.

Після проходження певної відстані l глинисті породи зупиняються за рахунок тертя, а система переходить у стан рівноваги. Прирівняємо силу тиску глинистої породи на вході у виробку до сили тертя

$$P_r \cdot S = c\Pi , \quad (17)$$

де P_r – тиск на вході у виробку, т/м²;

S – площа перетину виробки, м²;

c – внутрішнє зчеплення глинистих порід, т/м².

Із формули визначаємо довжину шляху

$$l = \frac{P_r \cdot S}{c\Pi} , \text{ м} . \quad (18)$$

Висновки. Встановлено, що повний тиск на перемичку в i -й точці дорівнює сумі значень тиску глинистої породи на вході у виробку, тиску від удару в i -й точці, зменшій на приведену величину сил тертя в i -й точці. Доведено, що після проходження певної відстані l глинисті породи зупиняються за рахунок тертя, а система переходить у стан рівноваги. Запропонована формула для визначення довжини проникнення обводнених глинистих порід по гірничій виробці.

ЛІТЕРАТУРА

1. Осипенко Ю.С. Методические рекомендации по прогнозу прорывов песчано-глинистых пород в горные выработки / Ю.С.Осипенко, О.И.Писарев. – Белгород: ВИОГЕМ, 1984. – 27с.
2. Рейнер М. Реология / Рейнер М. – М.: Мир, 1964. – 223с.
3. Железняков Г.В. Гидравлика и гидрогеология: учебник / Железняков Г.В. – М.: Транспорт, 1989. – 88с.
4. Фисенко Г.А. Предельное состояние горных пород вокруг выработки / Фисенко Г.А. – М.: Недра, 1976. – 272с.
5. Галаев Н.З. Управление состоянием массива горных пород при подземной разработке рудных месторождений / Галаев Н.З. – Л.: РТПЛГИ, 1979. – 100с.