

LISOVSKIY A.L., SHTEMPEL O.P., FRUCKIY V.A., DENISENOK S.F., CHERNEVICH M.V. Features of the integrated approach to synthesis of materials on the basis of metal waste products for tribe of interfaces

The antifrictional materials working at high speeds of sliding and the large pressure are considered. The reasons high endurance antifrictional tin bronze such as BrOF10-1 in such conditions are analysed. The technology of drawing endurance of a composite material received from waste products of machining cast iron with subsequent(next) economical alloyage of the initial material in mobile spent mixes is developed. The opportunity of reception of an antifrictional material, with structure similar to structures Sharpy I of a type which is not making a concession on endurance antifrictional bronze such is shown. It is possible to vary chemical structure, structure and properties of the composite material, put on a working surface, in a wide range, selecting optimum parameters for concrete conditions. Use in repair manufacture of the enterprises of technology of reception of a composite material on a basis metal waste products of grey pig-iron with application thermomodiffusion alloy(ed) steel is economically expedient.

УДК 6663022 (088.8)

Есавкин В.И.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ШНЕКОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Введение. Целью настоящей работы является усиление внимания к проблеме улучшения качества изделий при их формовании в прессах, снижению энергозатрат, повышению производительности и износостойкости шнеков, как основных рабочих органов, обеспечивающих прессование сырьевой массы и ее транспортирование.

Конструктивное исполнение шнеков существенно влияет на эффективность работы винтовых транспортеров, прессов шнекопоршневых бетононасосов.

Многими авторами были выполнены работы по совершенствованию конструктивного исполнения шнеков. Видоизменялись рабочие поверхности наружные и внутренние, напорные лопасти, шаг лопастей. По этим разработкам можно выделить следующие виды шнеков:

- шнек, содержащий напорные лопасти, расположенные с переменным шагом, причем, напорные лопасти выполнены с радиальными вырезами, расположенными под углом 30–35° и выгнуты под углом 60–65° к оси вала [1];
- шнек, содержащий винтовую и выжимную лопасть [2];
- шнек, включающий вал с винтовой и выжимной лопастью, выполненной в виде консоли, наружная радиальная поверхность которой описана радиусом шнека, а внутренняя описана гиперболической или логарифмической спиралью [3];
- шнек, включающий вал с винтовой и выжимной лопастью, выполненной в виде консоли, наружная радиальная поверхность которой описана радиусом шнека, а внутренняя описана гиперболической или логарифмической спиралью с углом ее заострения 25–45° (рис. 1) [4];

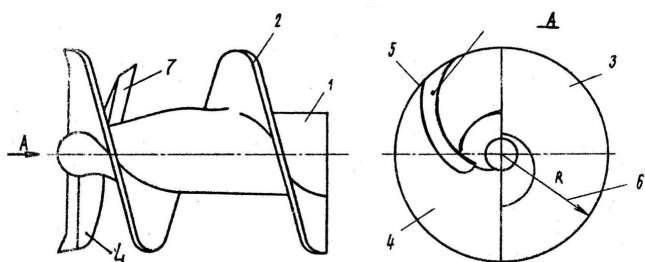


Рис. 1. Шнек с выжимной и с консольной выжимной лопастью: 1 – вал; 2 – винтовая лопасть; 3 – выжимная лопасть; 4 – консольная выжимная лопасть; 5 – радиальная поверхность консольной выжимной лопасти; 6 – шнек; 7 – внутренняя поверхность консольной выжимной лопасти с углом заострения 25–45°

- шнек, включающий вал с винтовой и выжимной лопастью, рабочая и задняя поверхность винтовой спирали имеет форму ветви клотоиды (рис. 2) [5].

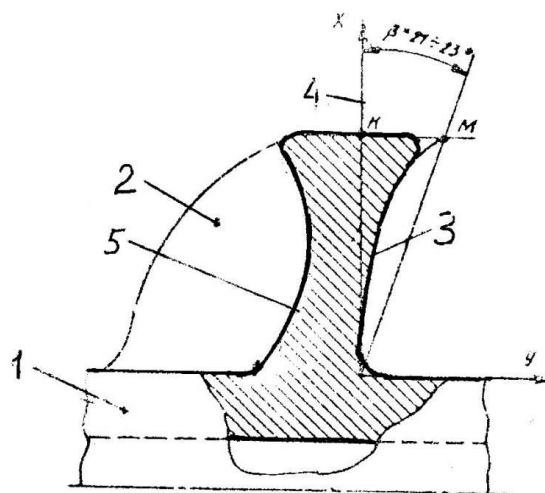


Рис. 2. Шнек с выжимной лопастью, рабочая и задняя поверхность которой выполнена по усеченной ветви клотоиды: 1 – вал; 2 – винтовая спираль; 3 – рабочая поверхность; 4 – нормаль; 5 – задняя поверхность

Анализ конструктивного решения шнеков. Работы по повышению эффективности шнековых рабочих органов направлены по следующим направлениям:

- по конструктивному совершенствованию выжимных лопастей, как основных элементов, обеспечивающих повышение производительности, улучшающие качество изделий, снижающие энергоемкость;
- по совершенствованию и исследованию формы рабочей и задней поверхности винтовой спирали шнека, влияющей на эффективность прессования, перемешивания и перетирания керамических масс и позволяющей повысить износостойкость шнеков.

Используемые на прессах, на винтовых конвейерах и бетононасосах шнековые рабочие органы в большинстве случаев имеют рабочие и задние поверхности выжимных лопастей прямолинейные. При скольжении керамической массы по прямолинейной рабочей поверхности лопасти масса ее не деформируется и перемешивание происходит за счет сил трения о винтовую поверхность лопасти и корпус шнека. При движении керамической массы по винтовой поверхности происходит ее прижатие к корпусу, т.к. винтовая лопасть прямолинейна, то и направляется транспортируемая прессуемая масса к корпусу, т.е. степень уплотнения неодинаковая по объему, и качество формовки получается низким, кроме того, снижается и производительность, т.к. приходится преодолевать значительные силы трения между вращающейся массой, находящейся на шнеке и корпусом пресса.

Есавкин Вячеслав Иванович, ст. преподаватель кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета. Беларусь, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Перемещение шнеком керамической массы, бетона и других пластических масс аналогично перемещению грунта при косом резании, в частности, при разработке грунта автогрейдером и его перемещением по отвалу в сторону.

Теоретическим путем В.М. Горячкиным доказано, что для перемещения косоугольного рабочего органа требуется меньше усилия, чем для прямого. Этот вывод получил экспериментальное подтверждение. Оказалось, что удельное сопротивление зависит от угла захвата (для шнека этот угол равен углу наклона винтовой линии). Минимальное сопротивление соответствует углу захвата около 20° . Изменяя угол захвата, можно достигнуть снижения этого сопротивления на 20–25% [6].

Копание грунта косо нашло широкое распространение. Этот принцип осуществлен при работе автогрейдеров и универсальных бульдозеров и кавальероразравнивателей. При косо установленном отвале имеет место движение грунта в сторону. Лучшее движение в сторону, с меньшими энергозатратами, имеет место при профиле отвала, выполненном с постоянным радиусом кривизны. При разработке и транспортировании грунта отвальными рабочими органами, установленными с углом захвата, грунт подрезается и такой стружкой движется спиралевидно по отвалу в сторону. При таком движении частички грунта перетираются между собой (внутреннее трение) и происходит перемешивание грунта.

Аналогичное движение материалов происходит в шнеках, имеющих рабочую и заднюю поверхность винтовой спирали криволинейную, выполненную по усеченной ветви клотоиды (рис. 2).

Экспериментальные данные [5] подтверждают, что при использовании шнеков с рабочими криволинейными поверхностями повышается эффективность прессования, улучшается перемешивание материалов за счет спиралевидного движения массы, происходит лучшее перетирание, т.е. улучшается качество изделий, а также повышается скорость транспортирования и повышается производительность на 40%. Кроме того, исследования показывают, что износостойкость таких шнеков выше на 41%, чем шнеков с прямой рабочей поверхностью.

Конечно, трудоемкость изготовления шнеков с рабочей поверхностью, выполненной по форме усеченной ветви клотоиды значительно выше, чем шнеков с прямой рабочей поверхностью.

С целью снижения трудозатрат на изготовление шнеков не все шнеки необходимо выполнять с рабочими поверхностями, выполненными по усеченной ветви клотоиды. Для определения оптимального решения необходимо в зависимости от физико-механических свойств материалов определить и форму рабочей поверхности. Рабочие поверхности можно выполнить криволинейными по ветви гиперболы, параболы или эвольвенты, т.е. выбор определится физико-механическими параметрами материала, видом машины и требованиям к материалу и получаемым изделиям.

Для машин, предназначенных для прессования материала и нагнетания сырьевой массы, предъявляются требования по созданию повышенного давления, поэтому шнеки, кроме транспортирования сырьевой массы, должны ее перемешивать, перетирать и прессовать. Такие рабочие органы, как правило, имеют выжимную лопасть и дополнительную (консольную) [3, 4].

Эти лопасти работают в зоне, где создается наибольшее давление, происходит скручивание материала и образуется переуплотненный объем массы – ядро, которое затрудняет врезание лопасти и повышает энергозатраты.

Большинство шнеков, используемых в прессах, имеют рабочие поверхности лопастей прямые, которые и способствуют образованию плотного ядра, т.к. материал скручивается, то масса получает различную степень уплотнения и качество получаемых изделий снижается.

С целью устранения этих недостатков можно применить шнек с выжимной лопастью в виде консоли [4], внутренняя поверхность которой выполнена по гиперболической или логарифмической спирали с углом ее заострения $25-45^\circ$. Наличие острого угла $25-45^\circ$

обеспечивает косое резание керамической массы, а косое резание, как известно, менее энергоемкое, чем прямое. Кроме того, при остром угле резания $25-45^\circ$ перед режущей плоскостью 7 (см. рис. 1) не образуется переуплотненный объем керамической массы, так как масса, разрезаясь острой кромкой, легко проскальзывает по режущей плоскости – внутренней поверхности 7 выжимной лопасти. Все это позволяет снизить мощности привода шнека.

Еще в большей степени возможно повысить эффективность шнековых рабочих органов, выполнив рабочие поверхности выжимной и консольной лопасти криволинейными (например по форме ветви гиперболы или другой кривой). Такое конструктивное решение позволит направить основную массу к центру корпуса, т.е. возможно в большей степени снизить силы трения сырьевой массы о стенки корпуса пресса, конвейера или других машин. Криволинейные рабочие поверхности лопастей, как было отмечено выше, лучше перетирают и перемешивают сырьевую массу, т.к. обеспечивается ее спиралевидное движение, позволяющее повысить качество изделий. Конструктивное исполнение шнека с криволинейными рабочими поверхностями приведено на рис. 3.

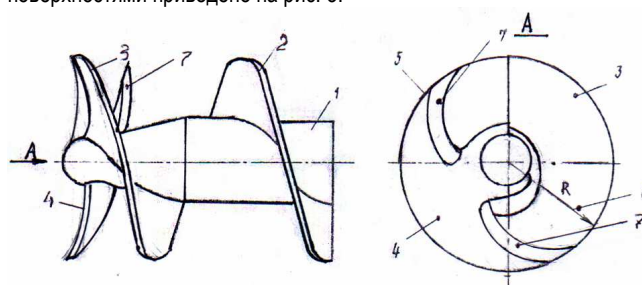


Рис. 3. Шнек с консольной и выжимной лопастями с гиперболическими рабочими поверхностями: 1 – вал шнека; 2 – винтовая лопасть; 3 – выжимная лопасть с гиперболической рабочей поверхностью; 4 – консольная выжимная лопасть с гиперболической рабочей поверхностью и имеющая две внутренние поверхности; 5 – радиальная поверхность консольной выжимной лопасти; 6 – шнек; 7 – внутренние рабочие поверхности консольной выжимной лопасти

С целью повышения эффективности прессования, перемешивания и перетирания керамических и других масс, консольная выжимная лопасть имеет две внутренние поверхности с углом заострения $25-45^\circ$, которые обеспечивают косое резание керамической массы. Наличие двух внутренних поверхностей позволяет равномерно распределить нагрузки на консольную лопасть и тем самым повысить ее надежность и долговечность.

Заключение. Повысить эффективность работы шнековых органов прессов, винтовых конвейеров и бетононасосов возможно следующими путями:

- применением шнеков с рабочими и задними поверхностями криволинейными;
- конструктивным совершенствованием выжимных лопастей, как основных элементов шнеков и правильным выбором формы рабочих поверхностей.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Шнек для формования керамических изделий: а.с. 459338 СССР, МПК В 28 В 3/26.
2. Шнек пресса для формования керамических масс: а.с. 340546 СССР, МПК В 30 В 9/14.
3. Шнек для формования керамических изделий: а.с. 872264 СССР, МПК В 28 В 3/22.
4. Шнек для формования керамических изделий: а.с. 942989 СССР, МПК В 28 В 3/22.
5. Шнек пресса: а.с. 707799 СССР, МПК В 28 В 3/26.
6. Хархута, Н.Я. Дорожные машины – Л.: Выш.шк., 1968 – 415 с.

ESAVKIN V.I. Increase of an overall performance шнековых of working bodies

The object of the research: operational parts of screw conveyers, screw extruders and concrete pumps. The analysis of screw design has been made. Dependence of technical parameters on design has been determined and directions of further research have been established.

УДК 620.169.2.

Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С.

К ВОПРОСУ О ПРОГНОЗИРОВАНИИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС ПО ДАННЫМ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ВИБРОМОНИТОРИНГА ДИНАМИКИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Введение. Прогнозирование остаточного ресурса приводных зубчатых механизмов технических систем требует решения ряда сложных научно-технических задач [1–3]: оценки текущего состояния механизмов по результатам диагностирования, учета случайного процесса нагружения, оценки повреждений, накапливаемых в процессе эксплуатации, и др. В ряде случаев для решения этих задач используются методики, базирующиеся на способах мониторинга и вибрационной оценки нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях [4–6]. В основу методик положено определение способами вибрационной диагностики внутренней динамической составляющей нагрузки в зацеплении, зависящей от режимов работы передачи, точностных параметров колес и величины развивающихся повреждений.

Методы виброакустической диагностики, обладающие повышенной чувствительностью к различным отклонениям параметров технического состояния зубчатого зацепления от нормы, являются весьма перспективными для решения задач оценки надежности и прогнозирования остаточного ресурса работоспособности передач зацеплением по контактной выносливости и износу. Эффективность этих методов обусловлена органической связью информации виброакустического сигнала с динамическими процессами возбуждения колебаний в зубчатом зацеплении, непосредственно увязанными с зарождением процессов разрушения зубьев, вызванных контактной усталостью и износом рабочих поверхностей. Износ и контактное выкрашивание меняют шаг зацепления колеса, усталостные трещины – жесткость зацепления, что приводит к изменению динамических составляющих нагрузки в зубчатом зацеплении. В свою очередь, величина динамической нагрузки определяет уровень виброакустической активности зубчатой передачи, что дает возможность установить взаимосвязь динамической составляющей нагрузки с амплитудами виброимпульсов и, далее, со степенью износа и контактного выкрашивания отдельных пар зубьев, а также частоты собственных колебаний с появлением усталостных трещин у ножек зубьев. Виброакустические методы позволяют осуществлять прогнозирование остаточного ресурса работоспособности испытываемой зубчатой передачи.

Особенность этих методик заключается в том, что они разработаны и отработаны по результатам стендовых испытаний для зубчатых пар с передаточным отношением, равным единице. В данной работе дается теоретическое обоснование применения этих методик к вибродиагностике и мониторингу состояния зубчатых пар с любым передаточным отношением.

Постановка задачи исследования. В работе [7] приведена расчетно-экспериментальная методика оценки остаточного ресурса зубчатых колес на контактную выносливость, позволяющая при проведении ресурсных испытаний зубчатых передач прогнозировать их остаточный ресурс по результатам периодического вибромониторинга. В основу методологии положено определение внутренней дина-

мической составляющей нагрузки в зацеплении, зависящей от режимов работы передачи, исходных точностных параметров колес и величины развивающихся повреждений. Методология прогнозирования остаточного ресурса исследуемого сопряжения по данным периодического мониторинга динамики зацепления до настоящего времени отработывалась по результатам экспериментальных исследований зубчатых колёс с передаточным числом $u=1$ [7–9]. При этом в процессе работы передачи каждый i -ый зуб шестерни сопрягается с одним и тем же j -ым зубом колеса. Это позволяет каждую пару сопряженных зубьев рассматривать как отдельный объект испытаний, имеющий отличную от других пар зубьев динамическую составляющую нагрузки из-за различий шагов зацепления, возникающих вследствие погрешностей изготовления и сборки. Из-за этого процессы расходования ресурсов, происходящие в каждой паре зубьев, протекают по-разному. Периодический анализ состояния каждой пары зубьев дает обширную информацию о процессах износа, протекающих в зубчатом зацеплении, и накоплении повреждений, приводящих к контактной усталости.

Разработанная методология может быть применена также к зубчатым передачам с любым значением передаточного отношения.

Методы исследования. Каждый i -ый зуб шестерни в течение работы передачи сопрягается с определённой группой зубьев колеса либо со всеми зубьями. Так как погрешности шагов зацепления в каждой паре зубьев различные, то и нагрузки, действующие в них, будут различными. Следовательно, нагрузка, действующая на каждый зуб шестерни, характеризуется блоком нагружения, повторяющимся через определённое число оборотов.

В понижающих зубчатых передачах передаточное число больше единицы: $u = z_2 / z_1 > 1$, где z_1 – число зубьев шестерни, z_2 – число зубьев колеса. При таком передаточном отношении число зубьев колеса, сопрягаемых с i -ым зубом шестерни, будет больше числа зубьев шестерни, сопрягаемых с j -ым зубом колеса. Таким образом, блок нагружения, действующий на i -ый зуб шестерни, содержит больше уровней нагружения, чем блок, соответствующий j -му зубу колеса. Поэтому ниже будет рассмотрена задача нахождения блоков нагружений, действующих на каждый зуб шестерни. Для случая повышающих передач (мультипликаторов), соответственно должна рассматриваться задача нахождения блоков нагружений, действующих на каждый зуб колеса.

Зубья шестерни и колеса нумеровались числами от единицы соответственно до Z_1 , Z_2 и принималось, что начиная с момента времени $t=0$, в течение первого оборота первый зуб шестерни сопрягается с первым зубом колеса, второй – со вторым, i -ый зуб шестерни с i -ым зубом колеса и т.д. Далее, при втором обороте шестерни её

Ишин Николай Николаевич, к.т.н., доцент, начальник отделения методов компьютерного проектирования автомобильной техники Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Гоман Аркадий Михайлович, к.т.н., доцент, начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Скороходов Андрей Станиславович, к.т.н., ведущий н.с. отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Беларусь, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.