

УДК 631.354.2.076

АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМА СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ РОТОРНОГО ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Д.В. Джасов¹, О.В. Прядко¹, Н.В. Иноземцева², М.О. Прядко²

¹Научно-технический центр комбайностроения

ОАО «Гомсельмаш» г. Гомель, Республика Беларусь;

²Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

Современный зерноуборочный комбайн является технически сложным изделием, конкурентоспособность которого определяется техническим уровнем, надежностью его агрегатов и систем, а также стабильностью выполнения технологического процесса с заданным уровнем потерь.

Важным элементом конструкции, определяющим производительность комбайна, является система очистки, в которой происходят сложные процессы взаимодействия различных фракций технологического продукта, находящихся под действием гравитационных сил и воздушного потока. К данной системе непосредственно относится механизм привода очистки, испытания и доводка которого на реальном комбайне является трудоемким процессом. Поэтому при проектировании новых сельскохозяйственных машин, возникает необходимость определения работоспособности и долговечности отдельных узлов и механизмов. С этой целью проводится ряд теоретических исследований, позволяющих обеспечить гарантированную работоспособность и стабильное протекание технологического процесса. Параметрами, влияющими на стабильность протекания технологического процесса, а также на качество сепарации зерна, являются кинематические параметры механизма – перемещение, скорость и ускорение стрясной, скатной доски и решетных станков. Если эти параметры отличаются от целевых показателей, это приводит к нарушению технологического процесса, увеличению потерь и чистоты зерна в бункере [1].

Как было сказано выше, одним из важнейших узлов, влияющих на работоспособность зерноуборочного комбайна с роторной системой обмолота и сепарации производства открытого акционерного общества «Гомсельмаш» является привод системы очистки. На начальном этапе проектирования роторного комбайна была предложена схема, представленная на рисунке 1.

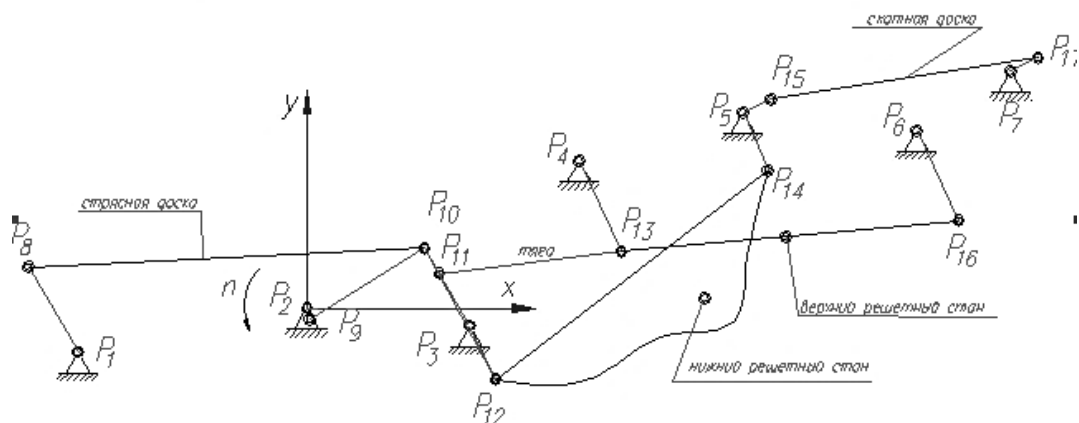


Рис. 1 – Предварительная кинематическая схема механизма очистки

С целью определения значений кинематических параметров элементов предложенной конструкции привода механизма очистки было выполнено теоретическое исследование работы привода исходя из его геометрических параметров. Кинематический анализ привода механизма очистки был проведен с помощью аналитического способа, основанного на применении векторного анализа, который уже более 20 лет успешно применяется в НТЦК ОАО «Гомсельмаш» при проектировании рычажных механизмов сельскохозяйственных агрегатов [1, 2]. Основой рассматриваемого метода является система аналитического преобразования координат исходного вектора [3] в вектор, который может быть получен из исходного путем поворота его на некоторый угол в заданном направлении в рассматриваемой плоскости.

По результатам составленной функциональной математической модели были определены перемещение, скорость и ускорение характерных точек механизма, а также углы закручивания сайлентблоков, используемых в шарнирах механизма очистки. Угол закручивания сайлентблоков в подвижных шарнирах был вычислен как половина угла размаха (амплитуда) двух звеньев образующих данный шарнир. Это связано с тем, что сборка конструктивных элементов механизма должна происходить в среднем положении, от которого происходит колебания всех звеньев.

Предварительный кинематический анализ конструкции показал, что привод скатной доски оказался, расположен в зоне, близкой к вырождению плеча рычага P_{7-17} (см. рис. 1). С учетом допусков на расположение точек механизма это привело бы к гарантированной неработоспособности механизма. Кроме этого, расположение звеньев P_{5-15} и P_{7-17} (см. рис. 1) привода скатной доски близкое к горизонтальному положению привело бы к нарушению параметров технологического процесса. Это связано с тем, что траектория, а соответственно и ускорения, точек скатной доски (см. рис. 2, а) исходной конструкции, имеют вертикальные составляющие

ускорений значительно больше, чем горизонтальные (см. табл. 1). Это обстоятельство, в случае реализации этой схемы, приводило бы к подбрасыванию зерновой массы, поступающей с роторного соломосепаратора, без перемещения в зону сброса. В свою очередь происходило бы скапливание этой массы и забивание, как скатной доски, так и последующих рабочих органов системы очистки. В связи с этим было внесено предложение по изменению параметров привода скатной доски таким образом, чтобы траектория движения точек скатной доски имела не только подбрасывающие колебания, но и продольные со скоростью обеспечивающей прохождение массы вперед в зону сброса (рис. 2, б).

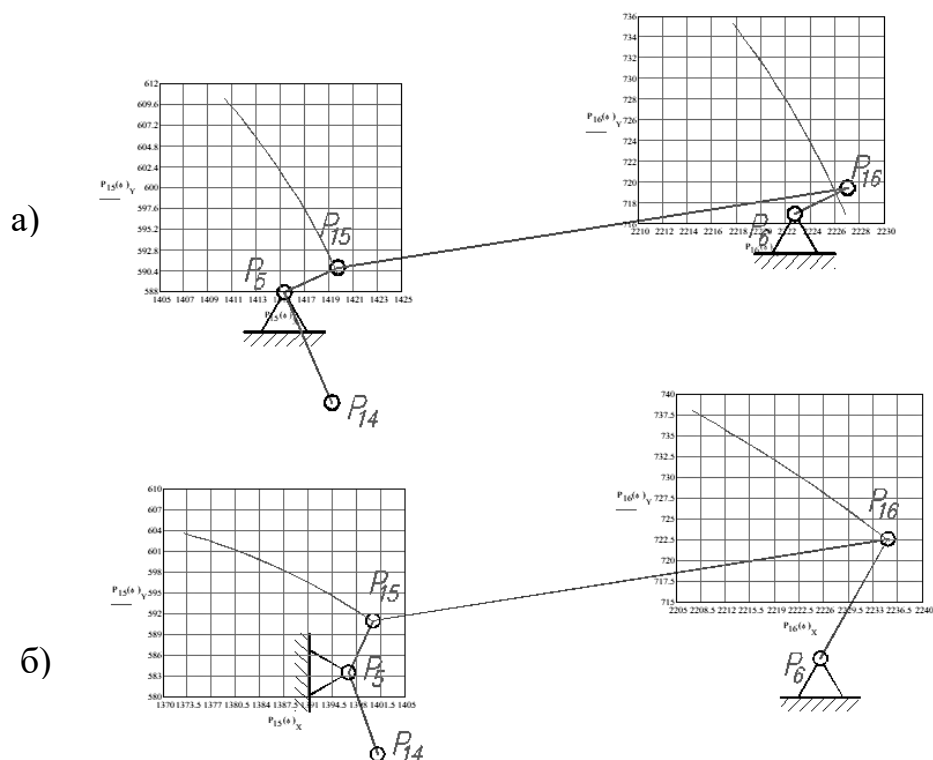


Рис. 2 – Траектории движения точек скатной доски: а – первоначальный вариант; б – предложенный вариант

По результатам расчета (таблица 1) соотношение максимальных величин горизонтальной составляющей ускорений точек P15 и P16 скатной доски к вертикальной составляющей для исходной конструкции составляет 0,47 и 0,58. Как было сказано выше горизонтальная составляющая точек скатной доски для исходной конструкции значительно ниже вертикальных составляющих. Для предложенной конструкции, показанной на рисунке 2,б соотношение горизонтальной составляющих ускорений точек P15 и P16 к вертикальной составляет 1,51 и 1,62. Таким образом, при сохранении уровня вертикальных ускорений, была значительно увеличена

поступательная скорость зерновой массы, направляемой в зону сброса на последующие рабочие органы.

Таблица 1. Итоговые результаты анализа кинематики движения шарниров механизма очистки

Параметры	Подвижные шарниры механизма очистки			
	P ₁₅		P ₁₆	
	Исходная схема	Доработанная схема	Исходная схема	Доработанная схема
Min скорость по X, м/с	-0.14	-0.461	-0.136	-0.462
Min скорость по Y, м/с	-0.29	-0.263	-0.268	-0.261
Max скорость по X, м/с	0.14	0.459	0.135	0.46
Max скорость по Y, м/с	0.29	0.266	0.269	0.263
Max модуль скорости, м/с	0.32	0.529	0.3	0.53
Min ускорение по X, м/с ²	-3.12	-11.72	-2.92	-11.76
Min ускорение по Y, м/с ²	-7.28	-6.12	-6.94	-6.79
Max ускорение по X, м/с ²	4.51	14.66	4.45	14.68
Max ускорение по Y, м/с ²	9.62	8.73	7.69	8.01
Max модуль ускорения, м/с ²	10.11	15.88	8.25	16.18

Кроме вышперечисленного, предварительный кинематический анализ конструкции выявил в некоторых шарнирах превышение предельной величины углов закручивания указанной производителем сайлентблоков. Как следствие, работоспособность сайлентблоков не гарантирована.

Также, предварительная проработка конструкции узлов комбайна показала, что размещение приводного вала-колебателя P₂ (см. рис. 1) очистки в данном положении невозможна из-за компоновочных ограничений, вызванных конструктивным расположением других рабочих органов, а именно вентилятора системы очистки. Поэтому необходимо было изменить расположение приводных элементов механизма очистки таким образом, чтобы это изменение не повлияло на кинематические параметры элементов очистки, а именно стрясной доски, верхнего и нижнего решет.

В связи с этим была проведена оптимизация параметров механизма по представленным выше критериям и ограничениям и предложен измененный вариант схемы очистки, приведенный на рисунке 3.

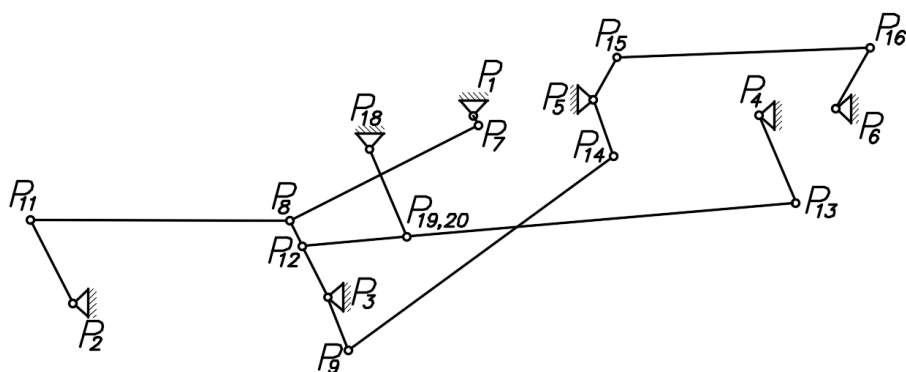


Рис. 3 – Оптимизированная кинематическая схема механизма очистки

Сравнительные результаты углов закручивания сайлентблоков в некоторых точках механизма для двух представленных вариантов конструкции привода механизма очистки приведены в таблице 2.

Таблица 2. Итоговые результаты углов закручивания сайлентблоков в некоторых точках механизма очистки

Вариант	Амплитуда угла закручивания, град												
	неподвижные					подвижные							
	P ₂	P ₄	P ₅	P ₆	P ₁₈	P ₈	P ₁₁	P ₁₂	P ₁₃	P ₁₄	P ₁₅	P ₁₆	P ₁₉
Исходный	6,65	4,22	9,4	4,14	4,23	8,75	6,61	7,06	4,23	9,45	9,31	4,05	4,23
Предложенный	6,65	4,26	6,93	4,74	4,26	7,98	6,62	7,04	4,26	6,97	6,93	4,74	4,27

Как видно по результатам расчета углов закручивания сайлентблоков, в критических точках механизма очистки удалось значительно снизить эти величины: в точке P₅ – в 1.35 раза, в точке P₈ – в 1.1 раза, в точках P₁₅ и P₁₆ – в 1.34 раза. Благодаря этому удалось обеспечить работоспособность сайлентблоков без применения специализированного типоразмера сайлентблоков.

Заключение. Математическая модель, составленная на основе существующих геометрических параметров механизма, позволила определить значения и провести анализ величин кинематических параметров характерных точек механизма привода системы очистки роторного зерноуборочного комбайна. Благодаря оптимизации параметров некоторых точек механизма привода очистки еще на этапе предварительной проработки удалось исключить забивание скатной доски и последующих рабочих органов системы очистки, обеспечить равномерную загрузку зоны продувки и улучшить качество ее работы. Оптимизация конструкции позволила снизить повышенные углы закручивания сайлентблоков и обеспечить их работоспособность при сохранении скоростей и ускорений ключевых точек механизма.

При оптимизации механизма привода системы очистки удалось получить дополнительные положительные эффекты. Перенос вала-

колебателя позволил: упростить конструкцию привода очистки роторного зерноуборочного комбайна, уменьшить длину ремня привода зернового и колосового шнеков, увеличить углы обхвата шкивов и улучшить условия работы ременной передачи, уменьшить расстояние между вентилятором очистки и решетом, за счёт чего удалось улучшить качество продувки решет системы очистки. Уменьшение размеров толкателя привода привело к снижению металлоёмкости, а исключение применения специализированного типоразмера сайлентблоков увеличивает унификацию и снижает стоимость изготовления техники.

Литература

1. Джасов Д.В. Анализ кинематики механизма привода системы очистки зерноуборочного комбайна КЗС-10К / Д.В. Джасов, А.Н. Вырский, Ю.В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / ГНУ «Объед. институт машиностроения Нац. акад. наук Беларуси». — Минск, 2018 — Вып. 7 / редкол.: С.Н. Поддубко (пред.) [и др.]. — С. 79-82
2. Котов А.В. Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании / А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – №2 (7). – С. 43–48
3. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов/ И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981