

УДК 622.232.7

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОК В ДВУХДВИЖИТЕЛЬНОМ МЕХАНИЗМЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРИВОДОМ

Кондрахин В.П., докт. техн. наук., проф.,

Лысенко Н.М., канд. техн. наук, доц.,

Косарев А.В., аспирант, ДонНТУ, Косарев В.В., канд. техн. наук,

Стадник Н.И., докт. техн. наук (Донгипроуоглемаш)

Дана оцeнка адекватности математической модели. Проведено моделирование нагрузок в механизме перемещения очистного комбайна.

The adequacy estimation of mathematical model was given. The modeling of loadings in the shearer's traveling gear was realized.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Анализ тяговых характеристик механизма перемещения на стадии проектирования и модернизации машины целесообразно проводить с использованием моделирования ее рабочего процесса. С этой целью была разработана математическая модель процесса формирования нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме перемещения очистного комбайна [1], учитывающая особенности конструкции комбайна УКД300: смещенный относительно опор в сторону забоя центр масс машины, наличие выталкивающих и затягивающих усилий в цевочных зацеплениях тяговых звезд, возможность отрыва завальной стороны рештачного става от почвы пласта, наличие двух независимых частотно-регулируемых приводов механизма перемещения. Проблема заключается в оценке адекватности разработанной модели и определении влияния различных факторов на тяговые характеристики привода перемещения, полученные в результате моделирования.

Анализ исследований и публикаций. Научной школой ДонНТУ разработаны и апробированы математические модели для определения составляющих опорных реакций и нагрузок в механизме перемещения применительно к ряду серийных очистных комбайнов типа 1К-101, К103М, КА-80, 1ГШ68, РКУ13 и др. [2, 3, 4]. Однако эти модели не учитывают особенности конструкции очистного комбайна УКД300.

Постановка задачи. Основными задачами настоящей работы являются оценка адекватности разработанной модели и анализ влия-

ния различных конструктивных и режимных факторов на формирование силовых и кинематических параметров механизма перемещения очистного комбайна.

Изложение материала и результаты. Для решения поставленных задач было проведено моделирование нагрузок в исследуемых подсистемах при постоянной нагрузке на шнеки, т.е. без учета переменных составляющих сил резания. Такой режим моделирования нагрузок соответствует условиям натуральных экспериментальных исследований комбайна УКД300 на стенде.

При проведении стендовых испытаний горизонтальные составляющие усилий, действующих на исполнительный орган со стороны забоя, имитировались приложением тормозного усилия со стороны второго комбайна УКД300. На механизме перемещения второго комбайна устанавливалась скорость на 10-20% меньшая, чем на исследуемом комбайне. Таким образом, второй комбайн выполнял функцию тормозного устройства. Для имитации вертикальных составляющих сил, действующих на шнеки со стороны забоя, вместо опережающего (правого) шнека устанавливались грузы массой 2,5, 5 и 8 т в зависимости от угла наклона моделируемого угольного пласта. Поскольку перпендикулярная скорости комбайна составляющая нагрузки на отстающем шнеке направлена вверх, для ее имитации левый шнек на комбайне не устанавливался.

В качестве базового варианта принимался режим движения комбайна по горизонтали со скоростью перемещения 4 м/мин, тормозное усилие 150 кН, груз массой 5 т вместо опережающего шнека, отстающий шнек отсутствует, при номинальных параметрах обоих электродвигателей механизма перемещения, межцентровых расстояниях в цевочно-реечных зацеплениях 160 мм и сдвиг фазы между началом зацепления зубьев приводных звезд 10° .

Оценка адекватности разработанной математической модели с позиции формирования реакций в опорно-направляющих устройствах комбайна выполнена путем сопоставления их средних значений. В таблице приведено сравнение полученных величин вертикальных составляющих усилия в правой и левой забойных опорах (T_{zn} и T_{zl}) и вертикальных составляющих усилий в правом и левом захвате (N_{zn} и N_{zl}). Расхождение расчетных и экспериментальных значений сопоставляемых величин составляет 2 – 17%.

Таблица. Расчетные и экспериментальные значения опорных реакций

Опорные реакции,	T_{zn} , кН	T_{zl} , кН	N_{zn} , кН	N_{zl} , кН
Моделирование	102	170	- 40	- 10
Эксперимент	119,5	159,4	- 48	- 10,2

На рис. 1 приведенные осциллограммы крутящих моментов в приводе звездочек, полученные в натурном (а) и вычислительном (б) экспериментах. Как видно из рисунка, результаты моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными, как по средним уровням нагрузки, так и по амплитудам, частотам и фазам колебаний. Погрешность моделирования по указанным параметрам не превышает 20 %.

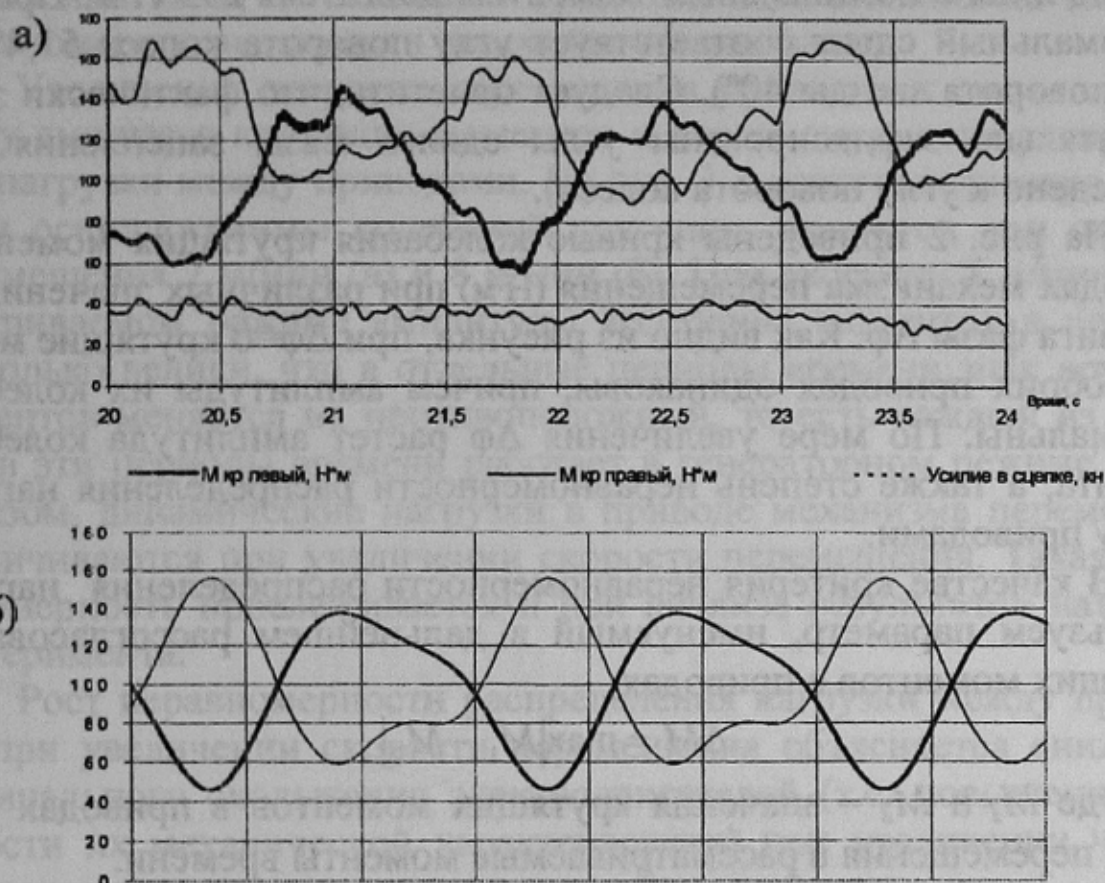


Рис. 1 – Осциллограммы крутящих моментов в трансмиссии правого и левого движителя, полученные в натурном (а) и вычислительном (б) экспериментах

Разработанная модель использована для выявления влияния следующих факторов на формирование нагрузок в механизме перемещения очистного комбайна типа УКД300:

- сдвиг фазы между началом зацепления зубьев приводных звезд (от 0 до 50 градусов);
- скорость перемещения (базовый вариант, но тормозное усилие 100 кН и скорость перемещения 2, 4, 6, 8 м/мин);
- номинальное скольжение двигателей (на обоих двигателях номинальное скольжение 0,0275; 0,035; 0,045; 0,055; критическое скольжение определялось по формуле $s_x = s_n(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})$ для перегрузочной способности $\lambda = 2,96$);

– разброс номинальных скольжений (на одном двигателе номинальное скольжение $S_{н1} = 0,0275$; на втором $S_{н2} = kS_{н1}$, где $k=1; 1,1; 1,2$; остальные параметры по базовому варианту).

Для оценки влияния сдвига фазы в процессе вычислительных экспериментов он задавался приведенным к углу поворота колеса трехэлементного движителя, а значения крутящего момента здесь и далее даны приведенными к валу двигателя для удобства сравнения их величины с номинальным моментом двигателя 295 Н·м. При этом максимальный сдвиг соответствует углу поворота колеса $51,4^\circ$ (или углу поворота звезды 40°). Следует отметить, что фактически экспериментально зафиксированы углы сдвига фазы зацепления $7-14^\circ$ (приведено к углу поворота колеса).

На рис. 2 приведены кривые колебания крутящих моментов в приводах механизма перемещения (Н·м) при различных значениях угла сдвига фазы $\Delta\varphi$. Как видно из рисунка, при $\Delta\varphi=0$ крутящие моменты в обоих приводах одинаковы, причем амплитуды их колебаний минимальны. По мере увеличения $\Delta\varphi$ растет амплитуда колебаний момента, а также степень неравномерности распределения нагрузки между приводами.

В качестве критерия неравномерности распределения нагрузки используем параметр, именуемый в дальнейшем рассогласованием крутящих моментов в приводах,

$$\Delta M = \max |M_1 - M_2|, \quad (1)$$

где M_1 и M_2 – значения крутящих моментов в приводах механизма перемещения в рассматриваемые моменты времени.

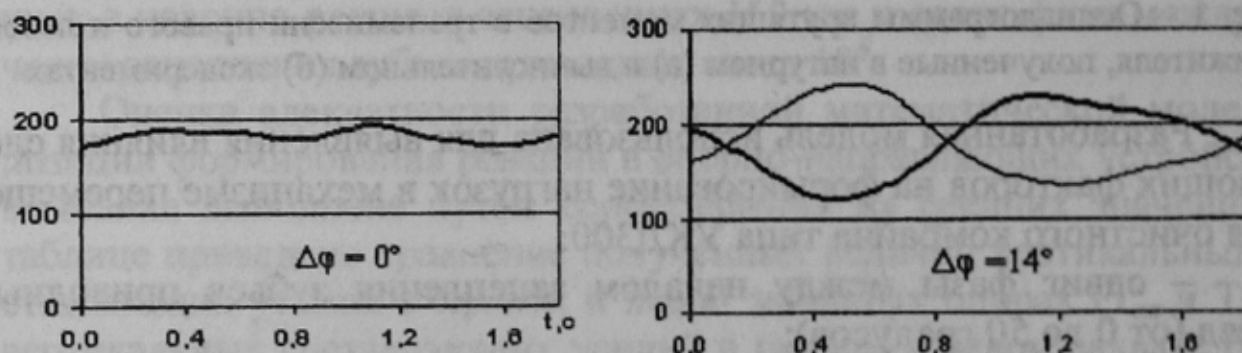


Рис. 2 – Влияние сдвига фазы $\Delta\varphi$ начала зацепления зубьев звездочек на формирование крутящих моментов (Н·м) в приводах механизма перемещения

В зависимости от величины $\Delta\varphi$ в рассматриваемом режиме работы механизма перемещения величина рассогласования значений крутящих моментов может колебаться от 0 до 140 Н·м.

Тяговые усилия, формирующихся на звездочках механизма перемещения, при отсутствии сдвига фаз одинаковы и практически не подвержены изменению во времени. Как и для крутящих моментов, при наличии сдвига фаз для указанных величин характерна существенная неравномерность во времени, а также значительная неравномерность распределения нагрузки между приводами.

Анализ результатов моделирования показывает, что сдвиг фаз в зацеплении звезд не оказывает существенного влияния на величину неравномерности скорости перемещения машины.

Увеличение скорости перемещения приводит к значительному росту амплитуд крутящих моментов и неравномерности распределения нагрузки между приводами. На рис. 3 в качестве примера приведены осциллограммы колебаний крутящих моментов при скорости перемещения 2 м/мин (а) и 8 м/мин (б). При скорости 8 м/мин в рассматриваемом режиме амплитуды колебаний моментов в приводах настолько велики, что в отдельные периоды времени знак крутящих моментов меняется на противоположный, то есть каждый из приводов в эти периоды времени работает в генераторном режиме. Таким образом, динамические нагрузки в приводе механизма перемещения увеличиваются при увеличении скорости перемещения. Такая же закономерность прослеживается и при анализе результатов натурального эксперимента.

Рост неравномерности распределения нагрузки между приводами при увеличении скорости перемещения объясняется снижением номинального скольжения электродвигателей (т.е. повышением жесткости их механической характеристики) при увеличении частоты питающего напряжения.

С увеличением средней скорости возрастают амплитуды ее колебаний, что проиллюстрировано на рис. 4.

Как показали вычислительные эксперименты, увеличение номинального скольжения электродвигателей, то есть «смягчение» их естественной механической характеристики при частоте питания 50 Гц, приводит к снижению амплитуд колебаний моментов и уменьшает неравномерность распределения нагрузки между приводами. Результаты моделирования показали, что увеличение номинального скольжения в 2 раза (до 0,055) примерно вдвое снижает величину рассогласования моментов.

Разброс номинальных скольжений двигателей, который допускается согласно ГОСТ 16565-71 до +25%, не оказывает существенного влияния на величину рассогласования крутящих моментов приводов. Так при увеличении разброса номинальных скольжений от 0 до 20 % рассогласование крутящих моментов в приводе увеличивается

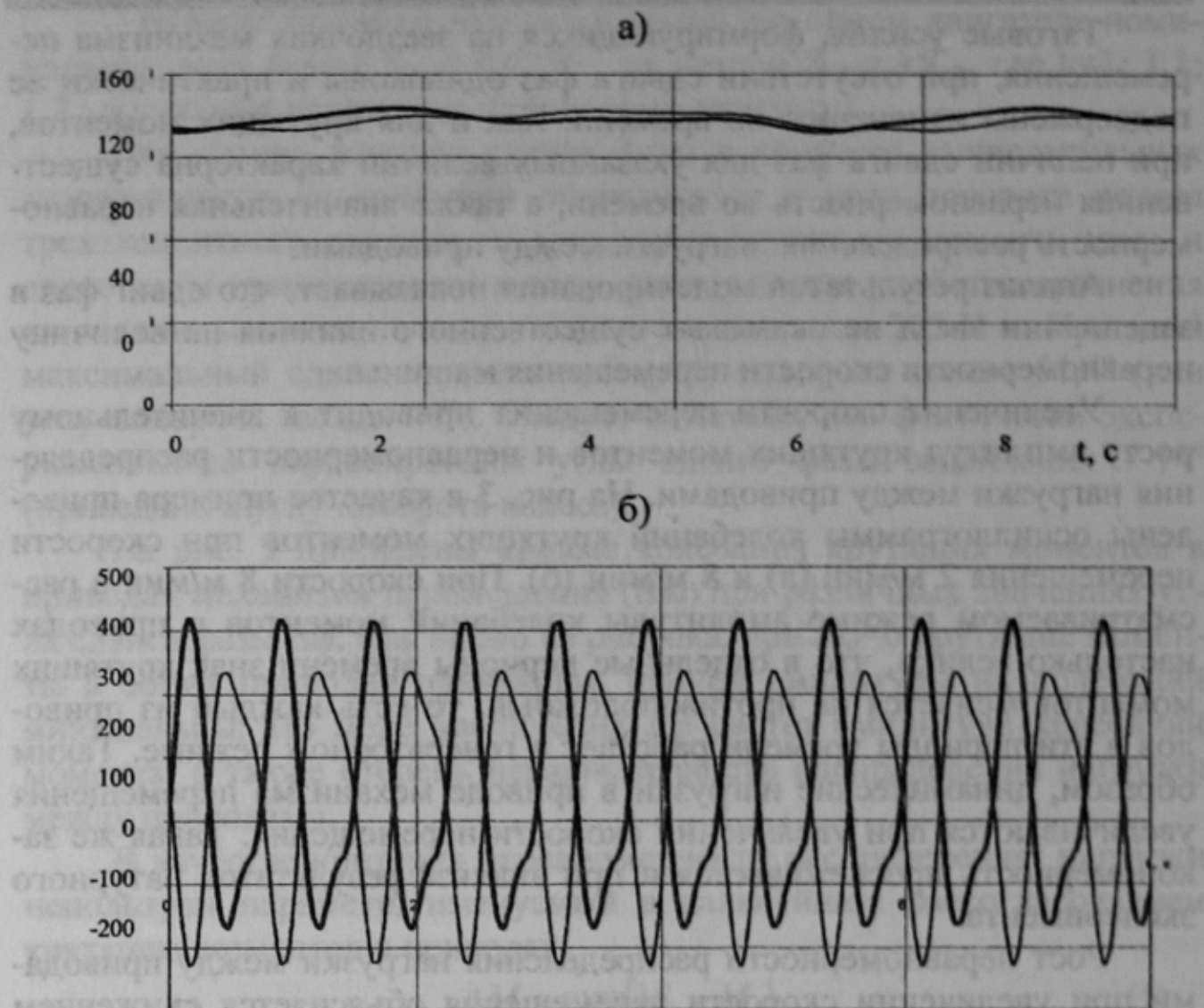


Рисунок 3 – Характер коливань крутячих моментів (Н·м) в приводі звезд при швидкості перемещення 2 м/мин (а) і 8 м/мин (б)

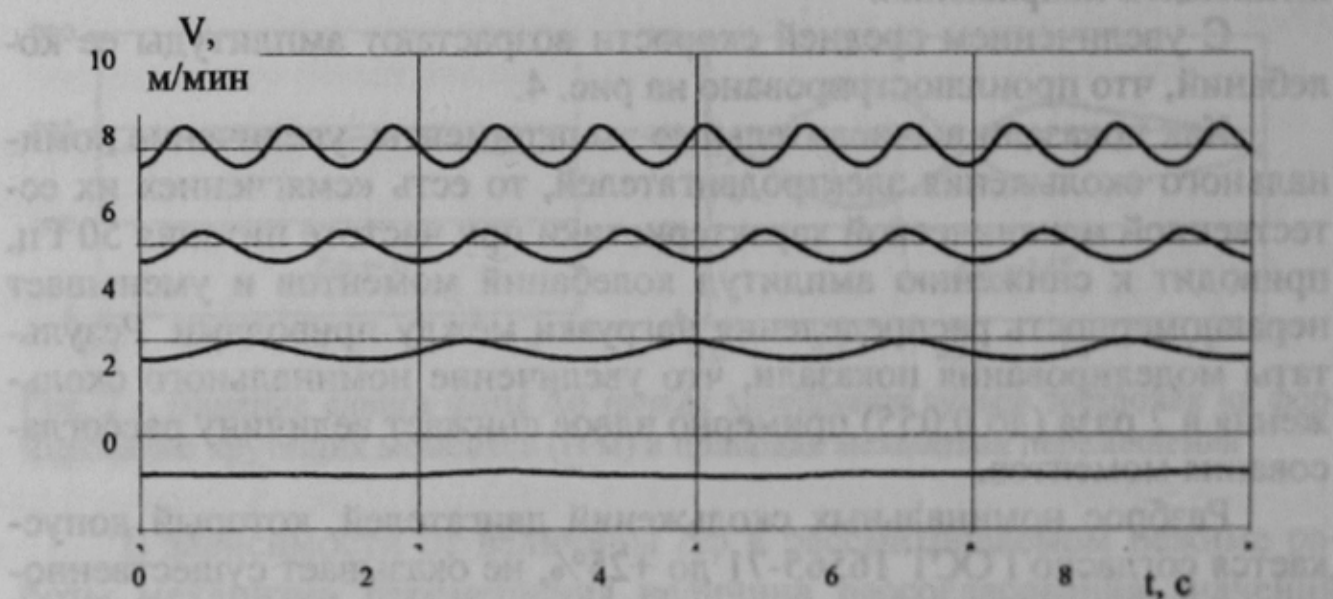


Рисунок 4 – Характер зміни швидкості перемещення при різних рівнях її середніх значень

от 118 до 130 Нм. Отсюда следует, что выборочная комплектация механизмов перемещения электродвигателями не является эффективной мерой снижения неравномерности нагрузок приводов.

Выводы и направление дальнейших исследований. На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что разработанная математическая модель в основном адекватна реальной системе механизма перемещения и опорно-направляющих устройств очистного комбайна УКД300 и может быть использована для моделирования рабочего процесса комбайна с целью установления закономерностей формирования нагрузок и оценки эффективности предлагаемых мер по совершенствованию механизма перемещения.

Анализ результатов моделирования при заданных режимах позволяет сделать следующие выводы:

- значительное влияние на характер и величину колебаний крутящих моментов в приводах и тяговых усилий механизма перемещения оказывает величина сдвига фазы $\Delta\varphi$ начала зацепления зубьев звездочек и средняя скорость перемещения комбайна;
- величина рассогласования крутящих моментов в приводах ΔM зависит от величины сдвига фазы, скорости перемещения комбайна и величины номинального скольжения, а разброс номинальных скольжений приводных электродвигателей не оказывает существенного влияния на ΔM ;
- тяговые усилия, формирующиеся на звездочках механизма перемещения, при отсутствии сдвига фаз практически одинаковы, а с его появлением возникает неравномерность распределения тяговых усилий;
- с ростом средней скорости перемещения возрастают ее амплитуды.

В дальнейшем целесообразно провести моделирование нагрузок в исследуемых подсистемах, формирующихся при работе комбайна в различных условиях эксплуатации. На этом этапе должен производиться анализ влияния различных горно-геологических и горно-технических факторов на формирование нагрузок в механизме перемещения.

Список источников.

1. Математическая модель для определения нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме перемещения очистного комбайна типа УКД300// Кондрахин В.П., Лысенко Н.М., Косарев А.В. и др. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 99 Серія: гірничо-електромеханічна.- Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С 111-120.
2. Разработать и внедрить средства повышения надежности и долговечности очистных комбайнов: Отчет / Донецк. политех. ин-т.; Руководители В.Г. Гуляев и П.А. Горбатов.- №ГР 01860040654; Инв. № 0289918196.-Донецк, 1987.- 257 с.
3. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецк: РИА ДонНТУ, 2004. – 206 с.
4. Семенченко А.К., Кравченко В.М., Шабаев О.Е. Теоретические основы анализа и синтеза горных машин и процесса их восстановления, как динамических систем – Донецьк: РИА ДонНТУ, 2002. – 302 с.

Дата поступления статьи в редакцию: 24.10.06