

Рис. 1 – Физические модели систем привода исполнительных органов комбайнов К-103 (а) и КА-80 (б).

где $I_j, j=1,3$ – моменты инерции ротора двигателя и рабочего органа с присоединенными к ним массами элементов трансмиссии, $\beta_j, j=1,3$ – коэффициенты вязкого сопротивления соответствующей главной массы, $C_{1j}, \dots, \beta_{1j}, j=1,3$ – коэффициенты соответственно жесткости и вязкого сопротивления связей, $\gamma_j, \dot{\gamma}_j, \ddot{\gamma}_j, j=1,3$ – соответственно координата, частота и ускорение соответствующей массы, $M_{yj}, j=1,3$ – моменты нагрузки соответствующей массы.

В общем случае и с учетом переходных процессов системы привода исполнительных органов являются нелинейными динамическими системами. Это обусловлено нелинейностью трения, выбором зазоров, нелинейностью механических характеристик двигателей и др. факторами. Для установившегося режима работы комбайна ряд указанных факторов исключается, например, выбор зазоров, другие можно заменить линейными зависимостями, например, трение, гистерезисные потери и таким образом нелинейную динамическую сис-

тему заменить эквивалентной ей линейной динамической системой. Такой подход, как показывают результаты исследований [см., например, 3 – 6], дает возможность более простыми аналитическими методами - методами теории обыкновенных дифференциальных уравнений – исследовать указанные динамические системы, получая весьма близкие с экспериментальными результаты. Особенно эффективным является этот метод, когда динамическую систему удается разделить, используя введенное Л.Л. Мандельштамом в механике понятие «коэффициент связности парциальных систем» [7]. Для электромеханических систем, каковой и является система привода исполнительного органа очистных комбайнов, критерием возможности разделения их на электрическую и механическую подсистемы является условие [8]

$$p_m^2 p_z^{-2} \gg 1, \quad (2)$$

где p_m , p_z – частоты собственных колебаний соответственно механической и электрической частей подсистем.

Связав этот критерий с коэффициентом связности парциальных систем Л.Л. Мандельштама, получим [7]

$$\mu_{св} = \frac{2k_{мэ} p_m p_z}{|p_m^2 - p_z^2|}, \quad (3)$$

где $\mu_{св}$ – коэффициент связности парциальных систем по Мандельштаму, $k_{мэ}$ – коэффициент связности механической и электрической подсистем,

$$k_{мэ} = \sqrt{\frac{I_j}{I_1 + I_j}}, \quad j = 2, 3. \quad (4)$$

Выполнение условия (2) дает возможность определять нагрузку электродвигателя (или электродвигателей) при заданных условиях и режимах их работы, считая при этом механическую подсистему абсолютно жесткой, а затем – нагрузку в механической подсистеме с учетом определенной нагрузки двигателя.

Для аналитического исследования динамической системы привода исполнительного органа необходимо знание ее жесткостных и диссипативных характеристик рассматриваемых комбайнов, которые до сих пор являются малоизученными.

Все элементы конструкции системы привода исполнительного органа и исполнительный орган очистного комбайна являются носи-

телями как инерционных, так и упругих свойств. Моменты инерции элементов конструкции с достаточной для инженерных расчетов точностью могут быть определены расчетным путем. Определение же расчетным путем упругих характеристик указанных элементов конструкции не гарантирует их достоверности [9]. Это обусловлено деформацией корпусных элементов конструкции, которая практически не поддается расчету. Поэтому наиболее достоверные данные по упругим характеристикам системы привода исполнительного органа и исполнительного органа комбайна могут быть получены экспериментально.

Податливость системы привода исполнительного органа определялась экспериментально на натуральных образцах рассматриваемых типов комбайнов путем фиксации углов закручивания валов редуктора при известной величине статической нагрузки вала двигателя (или двигателей) и застопоренных рабочих органах комбайна [3]. Необходимое число измерений при этом определялось по известным зависимостям [10] и допускаемой погрешности не более 5 % . Наличие в системе трения обуславливает несоответствия показаний для одних и тех же значений нагрузки на валу двигателя при его нагрузке и разгрузке. Поэтому определялись линеаризованные жесткости системы методом наименьших квадратов [11], величины которых приведены в таблице 1.

Таблица 1. Приведенные к валу двигателя коэффициенты линейной жесткости системы привода исполнительного органа

Наименование участка трансмиссии	Тип комбайна	
	К-103	КА-80
	Коэффициент жесткости, Нм/рад	
Связка двигателей	17180	
Двигатель-шнек	1152	
Двигатель-барабан		3600

Диссипативные характеристики системы привода исполнительных (рабочих) органов рассматриваемых очистных комбайнов, как сложных электромеханических систем, обуславливаются диссипативными характеристиками их двигателей, редукторов и рабочих органов, вращающихся в напряженной среде выгружаемого ими угля. В этой связи целесообразно рассмотреть диссипативные характеристики отдельных элементов системы и рассеивающую способность рабочих органов, вращающихся в напряженной среде.

1. Диссипативные характеристики двигателя определялись расчетом по осциллограммам затухающих колебаний его мгновенной мощности и скольжения после импульсного (наброса и сброса) нагрузки, полагая, что двигатель после переходного режима представляет собой линейную динамическую систему второго порядка. Относительная величина, аналогичная вязкому трению, характеризующая рассеивающую способность,

$$\beta_{\partial} \equiv \beta_1 = n_{\partial} \lambda_{\partial}^{-1}, \quad (5)$$

где n_{∂} – рассеивающая способность двигателя, определяемая по логарифмическому декременту колебаний, λ_{∂} – частота нагрузки двигателя.

Величина β_{∂} для двигателя типа ЭДКО4-2МУ5, по данным экспериментальных исследований, составляет 0,16 по мгновенной мощности и 0,14 по скольжению. Несовпадение на 12 % между данными является результатом различной скорости затухания электромагнитных процессов в двигателе и его механических колебаний.

Оценка демпфирующей способности двигателя в установившемся процессе его работы может быть произведена по коэффициенту поглощения [12], аналитическое выражение которого имеет вид

$$\psi_{\partial} = 2\pi\omega_c S_{кр} \lambda^{-1}, \quad (6)$$

где ω_c – частота сети, $S_{кр}$ – критическое скольжение двигателя. Откуда следует, что коэффициент поглощения двигателя является:

- линейной функцией критического скольжения – с увеличением критического скольжения коэффициент поглощения, а следовательно, и демпфирующая способность двигателя увеличивается;

- обратной функцией частоты – с увеличением частоты коэффициент поглощения, а следовательно, и демпфирующая способность двигателя уменьшается.

Физически это означает, что с увеличением критического скольжения двигателя его роль в балансе рассеивания энергии системой увеличивается, а с увеличением частоты нагрузки – уменьшается.

Эти положения имеют важное значение для рассматриваемых комбайнов и обусловлено тем, что, с одной стороны, двигатели приводов их исполнительных органов имеют повышенные критические скольжения (критическое скольжение двигателей типа ЭКВ3.5-

125У5, применяемых для привода исполнительного органа комбайна К-103, имеют критическое скольжение 30 %), а следовательно, и увеличенную демпфирующую способность, с другой, - увеличение жесткости системы привода исполнительного органа (коэффициент жесткости системы привода комбайна типа КА-80 в 3,1 раза выше коэффициента жесткости системы привода комбайна типа К-103) обуславливает увеличение частоты ее собственных колебаний и понижает роль демпфирующей способности двигателя на частотах собственных колебаний.

Указанные положения имеют также важное значение при питании двигателей от нежесткой шахтной сети. Экспериментально установлено [3], что при снижении напряжения питания критическое скольжение двигателя уменьшается. Так, для двигателя типа ЭДКО4-2МУ5 снижение критического скольжения составило 30 % при питании его от шахтной сети. Согласно [2], снижение критического скольжения двигателя при питании его от нежесткой шахтной сети тем больше, чем больше его критическое скольжение при номинальном напряжении.

Изменение демпфирующей способности двигателя в общем случае можно оценить по зависимости

$$\Delta\psi_{\partial} = 1 + \frac{k_{SM} \Delta M_{max} - k_{su} \Delta U}{S_{кр}}, \quad (7)$$

где k_{SM}, k_{su} - градиенты критического скольжения соответственно по максимальному моменту и по напряжению, $\Delta M_{max}, \Delta U$ - изменения соответственно максимального момента и напряжения питания.

2. *Диссипативные характеристики редуктора привода исполнительного органа* определялись расчетным путем как разность между диссипативными параметрами системы и ее электродвигателя на соответствующих или близких частотах [3],

$$\beta_{мех} = \beta_c - \beta_{\partial}, \quad (8)$$

где β_c - рассеивающая способность системы.

При этом диссипативные характеристики системы определялись расчетным путем по осциллограммам затухающих колебаний упругих моментов при набрасывании нагрузки в условиях, в которых проявляются практически все виды сопротивлений, обуславливающих рассеивание энергии. Наиболее достоверными являются данные, полученные по осциллограммам указанных величин и работе комбайна

в лаве. Опыты по получению таких осциллограмм сводились к набрасыванию нагрузки на комбайн до опрокидывания его двигателя и не-продолжительного (до окончания затухания колебаний) удержания двигателя в опрокинутом состоянии. Так, по данным шахтных исследований работы комбайна, величина коэффициента, аналогичного вязкому трению β_c , изменяется от 0,26 до 0,38 при частотах колебания $34,2 - 53,7 \text{ с}^{-1}$ [3].

3. Диссипативные характеристики рабочего органа, вращающегося в напряженной среде, определялись расчетным путем по осциллограммам затухающих колебаний упругого момента на валу органа, получаемых при импульсном набрасывании нагрузки в режиме нормальной работы комбайна по погрузке угля на полноразмерном погрузочном стенде, рис. 2.

Такой подход к определению диссипативной характеристики применим и дает достаточно надежные результаты для линейных динамических систем. Представление вращающегося рабочего органа в напряженной среде выгружаемого угля как линейного динамического звена второго порядка не противоречит результатам экспериментальных исследований: размахи упругого момента на валу органа уменьшаются с увеличением давления на него угля, стабилизируясь при постоянном давлении, и увеличиваются при снижении давления. Тогда, полагая сопротивление в виде вязкого, колебания органа могут быть описаны линейным дифференциальным уравнением второго порядка, а его диссипативная характеристика может быть определена по осциллограммам затухающих колебаний упругого момента после импульсной нагрузки органа.

На низших частотах колебаний, по данным экспериментальных исследований, демпфирующая способность системы, исполнительный орган которой производит выгрузку угля в силовом режиме, в среднем на 65 % выше ее демпфирующей способности в случае, когда выгрузка угля органом производится не в силовом режиме.

Зная демпфирующую способность подсистем системы привода исполнительного органа комбайна, можно оценить ее величину для вновь проектируемых комбайнов или комбайнов, для которых эта величина не определена, и имеющих систему привода исполнительного органа, аналогичную рассматриваемым системам,

$$\tilde{\beta}_{nc} = \delta\psi_d\beta_d + \delta_M(\lambda)\beta_M + \delta_{op}(\lambda)\beta_{op}, \quad (9)$$

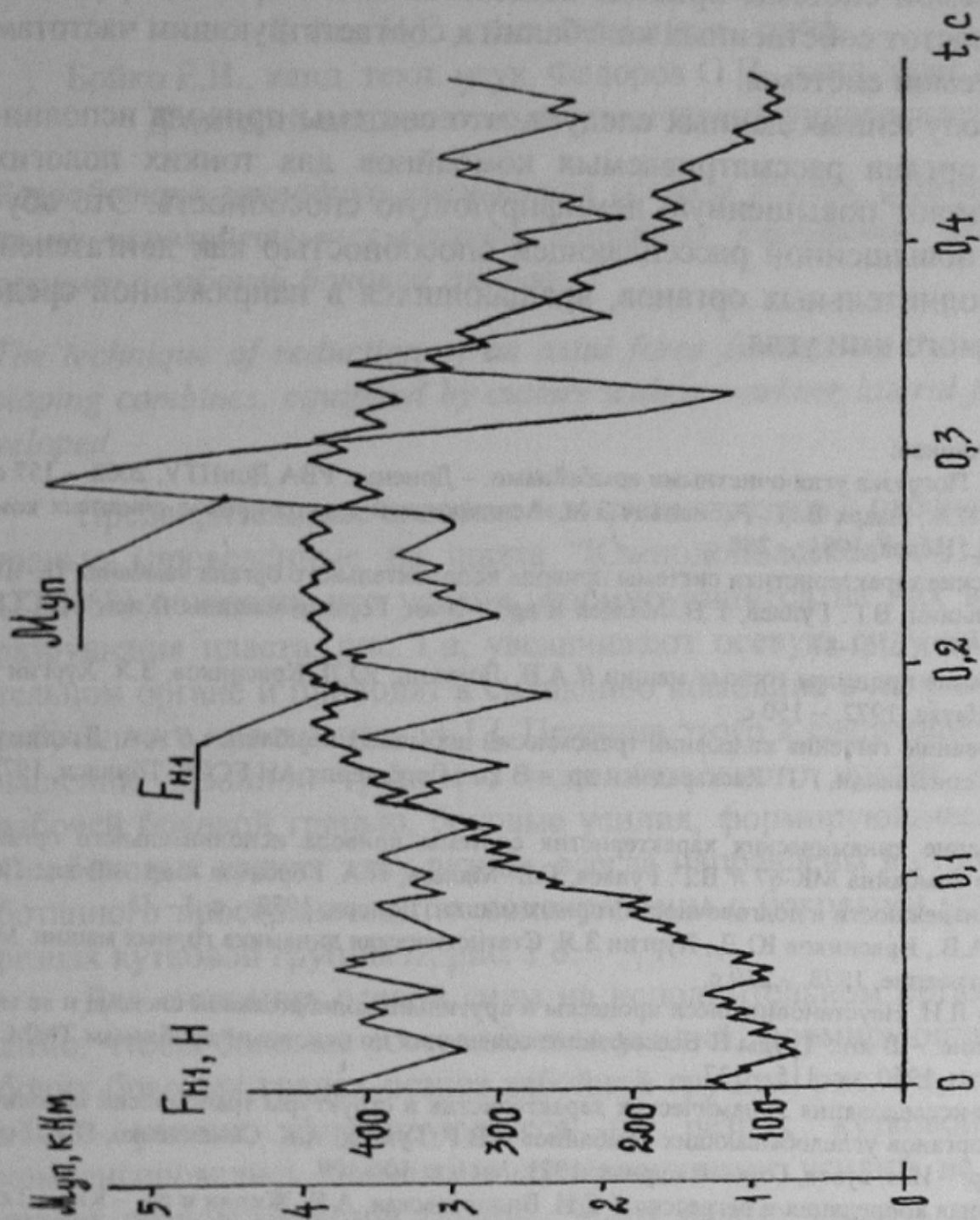


Рис. 2 – Фрагменты осциллограмм погрузки угля шнеком и импульсной его нагрузки (комбайн К-103).

где индексы nc , d , m , op - обозначают соответствующий параметр для проектируемой системы, двигателя, механической системы и исполнительного органа, β - демпфирующая способность, $\delta\psi$ - отношение коэффициентов поглощения двигателей существующей и проектируемой системы привода исполнительного органа, $\delta(\lambda)$ - отношение частот собственных колебаний к соответствующим частотам проектируемой системы.

Из полученных данных следует, что системы привода исполнительного органа рассматриваемых комбайнов для тонких пологих пластов имеют повышенную демпфирующую способность. Это обусловлено повышенной рассеивающей способностью как двигателей, так и исполнительных органов, вращающихся в напряженной среде выгружаемого ими угля.

Список источников:

1. Бойко Н.Г. Погрузка угля очистными комбайнами. – Донецк: РВА ДонНТУ, 2002. – 157 с.
2. Стариков В.Я., Азарх В.Л., Рабинович З.М. Асинхронный электропривод очистных комбайнов. М.: Недра, 1981. – 288 с.
3. Динамические характеристики системы привода исполнительного органа комбайна 1К-101 // Я.И. Альшиц, В.Г. Гуляев, Г.В. Малеев и др. – В кн. Горные машины. Киев, МВССО Украины, 1971, с. 61-87.
4. Динамические процессы горных машин // А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин и др. – М.: Наука, 1972. – 150 с.
5. К исследованию гашения колебаний трансмиссий добычных комбайнов // А.А. Дзидзигури, А.Д. Сепиашвили, Г.Г. Каскарадзе и др. – В кн.: Сообщения АН ГССР. Тбилиси, 1972. – 660 с.
6. Исследование динамических характеристик системы привода исполнительного органа угольного комбайна МК-67 // В.Г. Гуляев, Г.В. Малеев, П.А. Горбатов и др. – В кн.: Повышение надежности и долговечности горных машин. Донецк, 1972, - с. 3 – 15.
7. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин. М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
8. Цехнович Л.И. Неустановившиеся процессы в крутильно-колебательной системе и ее моделирование. – В кн.: Труды II Всесоюзного совещания по основным проблемам ТММ. – М.: Машгиз, 1960, - с. 115 – 137.
9. Методика исследования динамических характеристик и структуры трансмиссий исполнительных органов угледобывающих комбайнов // В.Г. Гуляев, А.К. Семенченко, П.А. Горбатов и др. – Изв. вузов. Горный журнал, 1973. №11, с. 106-109.
10. Нелинейная корреляция и регрессия // С.Н. Воловельская, А.И. Жилин и др. – Киев: Техника, 1972. – 216 с.
11. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1964. – 576 с.
12. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 368 с.