

УДК 622.232.71

Н. Г. Бойко, докт. техн. наук, проф.

Донецкий национальный технический университет

ДИНАМИКА ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ВОЗМУЩЕНИИ

Привод исполнительного органа очистного комбайна рассмотрен как много-массовая динамическая система при случайном возмущении, определены его характеристики и спектральная плотность дисперсии решения этой системы.

привод, орган исполнительный, система динамическая, возмущение случайное, характеристика, плотность спектральная

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Привод исполнительного органа очистных комбайнов, в том числе и комбайнов для тонких пологих пластов включает двигатель или двигатели при многодвигательном приводе и редуктор. Обычно это многоступенчатый цилиндрикоконический, цилиндрический или иной редуктор, состоящий из промежуточного редуктора, который непосредственно соединяется с двигателем, и поворотного, на выходном валу которого подвешивается и закрепляется рабочий орган (шнек или барабан).

Корпус поворотного редуктора шарнирно посажен в корпусе промежуточного редуктора и с помощью гидравлических домкратов может поворачиваться на определенный угол, обеспечивая тем самым регулирования исполнительного органа по мощности пласта, рис. 1.

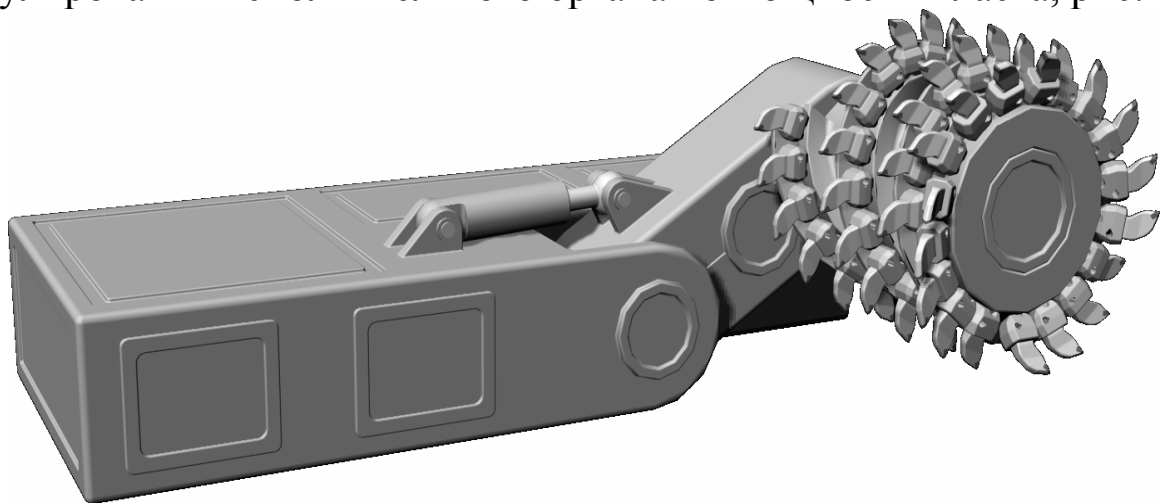


Рис. 1 – Конструктивная схема регулирования шнека по мощности пласта

Основным параметром редуктора привода исполнительного органа является его передаточное число, определяющее, с одной стороны, частоту вращения рабочего органа, с другой, – величину момента сил сопротивления, формирующегося на рабочем органе комбайна в том или ином режиме его работы, которую может преодолевать комбайн. Момент сил сопротивления обуславливается и рядом других факторов и, в первую очередь, сопротивляемостью угля резанию, которая является величиной случайной и переменной даже в пределах одной лавы. Из-за переменности сопротивляемости угля резания и изменяющейся в широких пределах с целью большего приспособления комбайна к изменяющимся условиям в некоторых типах комбайнов, например, в комбайне типа К-103 частота вращения шнека может регулироваться. Частота вращения шнека у этого типа комбайнов составляет 80 или 98 мин⁻¹. Это означает, что в редукторе привода исполнительного органа можно ступенчато изменять передаточное число.

Редуктор привода исполнительного органа является тяжело нагруженным элементом конструкции комбайна, причем нагрузка его носит случайный характер и вопросы, связанные с ресурсом привода должны рассматриваться с точки зрения случайных процессов.

Анализ исследований и публикаций. Анализ исследований и публикаций по этому вопросу показывает, что указанные выше вопросы рассматриваются в детерминированной постановке, т.е. система принимается линейной, а в качестве внешней нагрузки принимаются детерминированные функции, как правило, периодического характера [1, 2].

Постановка задачи. Вне зависимости от типа (цилиндрический, цилиндроконический или какой-либо другой) редукторы привода передают энергию от двигателя к исполнительному органу по двум принципиально различным схемам – *разветвленным или рядным*.

Под *разветвленной схемой* передачи энергии (далее *разветвленная схема привода*) понимается такая схема, в которой имеются участки трансмиссии передачи всей энергии двигателя и участки трансмиссии, передающие только часть его энергии. Характерным примером *разветвленной схемы привода* является редуктор привода исполнительного органа комбайна типа 1К-101, 1К-101У, рис. 2.

Под *рядной схемой передачи энергии* (далее *рядной схемой привода*) понимается такая схема, в которой вся энергия от двигателя к исполнительному органу передается через элементы, расположенные последовательно, в ряд. Характерным примером *рядной схемы привода* является редуктор привода исполнительного органа комбайнов

типа К-103, рис.3, и типа КА-80, рис 4. Рядная схема привода не имеет точек разветвления энергии.

Редукторы привода исполнительного органа указанных типов комбайнов являются типичными, характеризующими две принципиально различные схемы передачи энергии от двигателя к органу, и на их примере рассмотрен вопрос динамики привода при случайном характере внешнего возмущения.

Основные параметры редукторов указанных типов комбайнов, необходимые для разработки их физических и математических моделей, приведены в табл. 1, 2 [3].

Таблица 1 - Абсолютные значения и приведенные к валу двигателя моменты инерции элементов привода исполнительного органа

Наименование	Момент инерции, кгм ²	
	Абсолютное значение	Приведенный к валу двигателя
Комбайн типа 1К-101		
1. Ротор двигателя	1,09	1,09
2. Рабочий орган – шнек	20,0	0,058
3. Элементы редуктора:		
ближнего к двигателю шнека	2,65	0,075
дальнего к двигателю шнека	4,95	0,081
Комбайн типа К-103		
1. Роторы двигателя с паразитными шестернями	0,82	0,82
2. Рабочий орган – шнек диаметром 560/630 мм	8,40/9,0	0,038/0,040
3. Элементы редуктора	4,33	0,19
Комбайн типа КА-80		
1. Ротор двигателя	0,84	0,84
2. Барабан	95,9	0,134
3. Элементы редуктора	32,7	0,197

Таблица 2 - Приведенные к валу двигателя коэффициенты жесткости привода

Коэффициент жесткости, Нм/рад	Тип комбайна							
	1К-101		К-103			КА-80		
	Участок трансмиссии на кинематической схеме							
	РД-5-7	7-Ш1	РД-7-14	14-Ш2	7-Ш2	РД2-РД1	РД1-Ш1	РД-Б
Ветви, C_{θ}	4529	2080	2034	2140	1350	17180	1240	3600
Редуктора, C_p	1425		1043			1152		3600

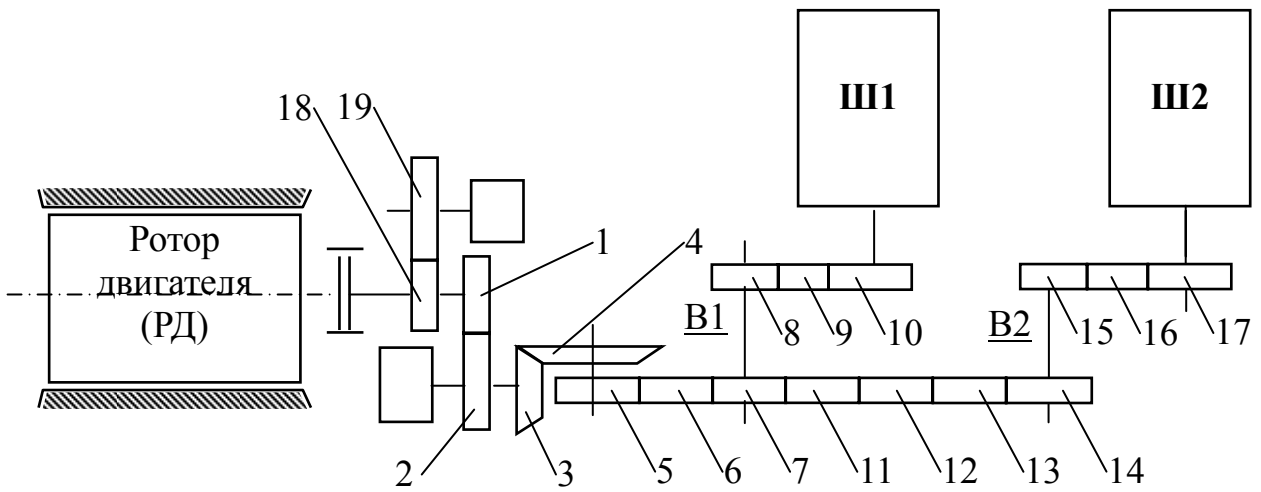


Рис. 2 – Кинематическая схема привода исполнительного органа комбайна типа 1К-101

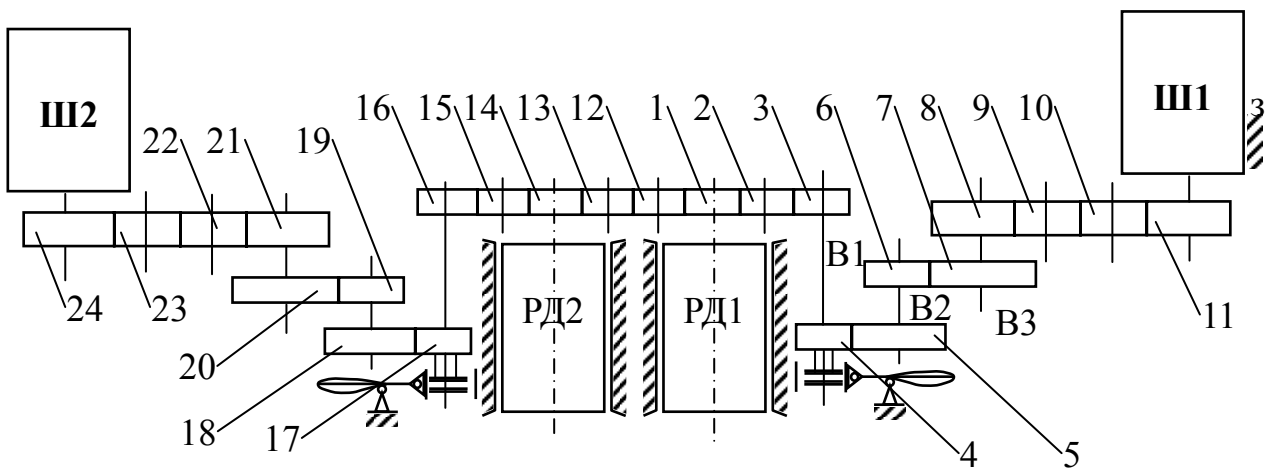


Рис. 3 – Кинематическая схема привода исполнительного органа комбайна типа К-103

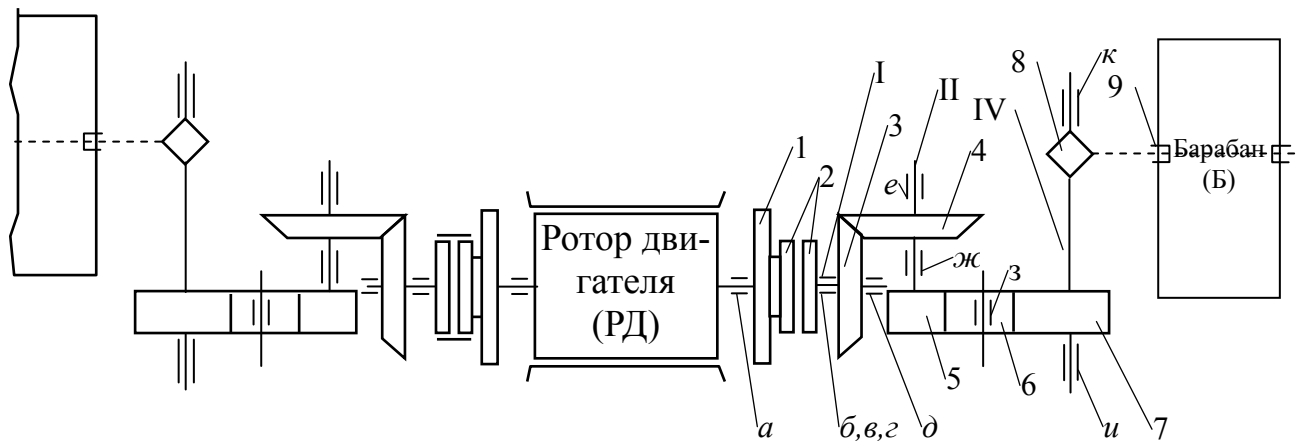


Рис. 4 – Кинематическая схема привода исполнительного органа комбайна типа КА-80

В качестве двигателей привода исполнительного органа используются асинхронные, короткозамкнутые двигатели с двухбеличьей клеткой номинальным напряжением 660 или 1140 В. В последнее время начали применяться высоко моментные двигатели, основные теоретические разработки которых выполнены в Донецком политехническом институте (ныне Донецкий национальный технический университет) и ОАО «ДОНГИПРОУГЛЕМАШ» под научным руководством докт. техн. наук, проф. Я.И. Альшица с участием автора этой работы, рис. 5.

Из приведенных механических характеристик двигателей видно, что двигатели типа ЭКВ3,5-125У5 и ЭКВ3,5-150У5 имеют наибольшие максимальные моменты и высокие значения критического скольжения, составляющие 25 и 30 %. Критическое скольжение двигателей типа ЭДКО4-2МУ5 и ЭКВ3,5-75У5 составляет соответственно 15 и 18,5%.

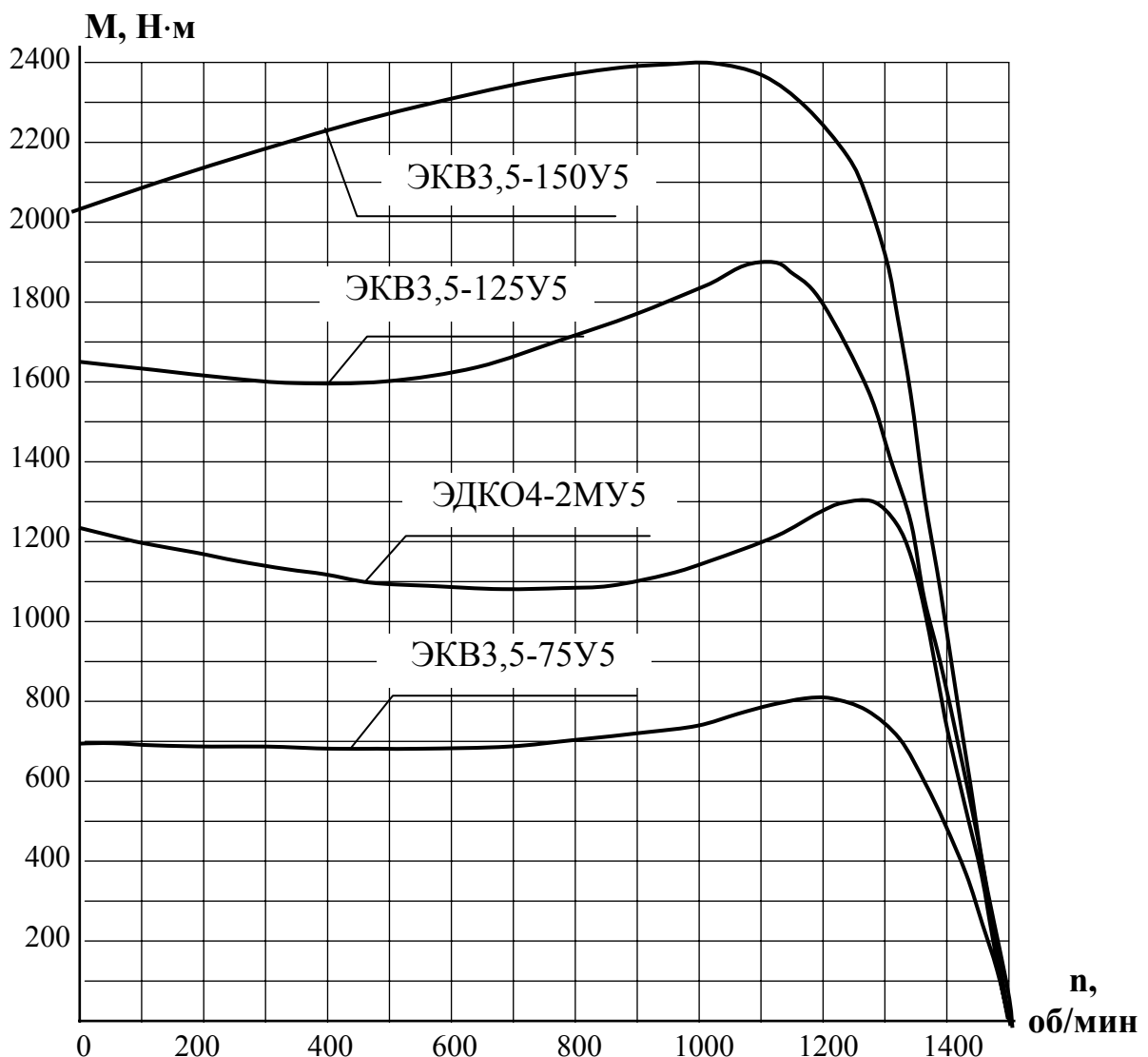


Рис. 5 – Механические характеристики двигателей

Следует также отметить, что двигатели габарита 350 мм имеют значительно меньший маховый момент по сравнению с маховым моментом двигателей габарита 400 мм – примерно в 3 раза ($13,5 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ против $43 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$). Это, как будет показано ниже, играет значительную роль как в формировании максимальных нагрузок в элементах привода, так и устойчивого момента.

Число двигателей привода исполнительного органа, в том числе и привода исполнительного органа очистных комбайнов для тонких пластов может быть и более одного – многодвигательный привод. Примером могут служить комбайны типа К-103 и УКД-300 – двухдвигательный привод. В разработанном в ОАО «ГИПРОУГЛЕМАШ» (Россия) комбайне типа К-103/3 применен трехдвигательный привод.

Работа двигателей многодвигательного привода осуществляется по двум принципиально различным схемам – на *суммирующий* и на *индивидуальный* вал.

Работа двигателей на *суммирующий* вал предусматривает жесткое (с помощью промежуточной шестерни) соединение их роторов. В этом случае оба двигателя приводят во вращение оба рабочие органы.

Работа двигателей на *индивидуальный* вал не предусматривает жесткое соединение их роторов – каждый двигатель приводит во вращение «свой» рабочий орган – шнек.

Питание двигателя или двигателей при многодвигательном приводе в настоящее время осуществляется, как правило, от отдельного трансформатора по общему кабелю соответствующего сечения.

Таким образом, привод исполнительного органа очистных комбайнов, в том числе и очистных комбайнов для тонких пологих пластов представляет собой сложную электромеханическую динамическую систему, параметры которой обуславливаются как механической, так и электрической ее частями.

Изложение основного материала. Привод исполнительного органа очистного комбайна, как динамическая система, представляет собой систему с распределенными параметрами. Однако, как показывает практика и приведенные выше значения моментов инерции отдельных ее элементов, эта система с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть сведена к системе с сосредоточенными массами с упругими и диссипативными связями между ними. Отметим также, что для *разветвленной схемы привода* в точке ее разветвления момент инерции или масса элемента незначительны и в расчетах может не учитываться. Так, например, в приводе комбайна

типа 1К-101 момент инерции зубчатого колеса 7, вала 1 с шестерней 8, рис. 3.2, приведенного к валу двигателя, в 520 раз меньше момента инерции ротора двигателя и в 28 раз меньше момента инерции шнека.

Внешним возмущающим воздействием для привода является формируемый на исполнительном органе комбайна момент сил сопротивления разрушения пласта и погрузки разрушенного угля, который, является случайным по величине и в широком диапазоне частот обладает свойством «белого шума» [3].

Исходя из изложенного выше, физическую модель привода исполнительного органа комбайна представим в виде сосредоточенных моментов инерции (масс) с упругими и диссипативными связями между ними, рис. 6.

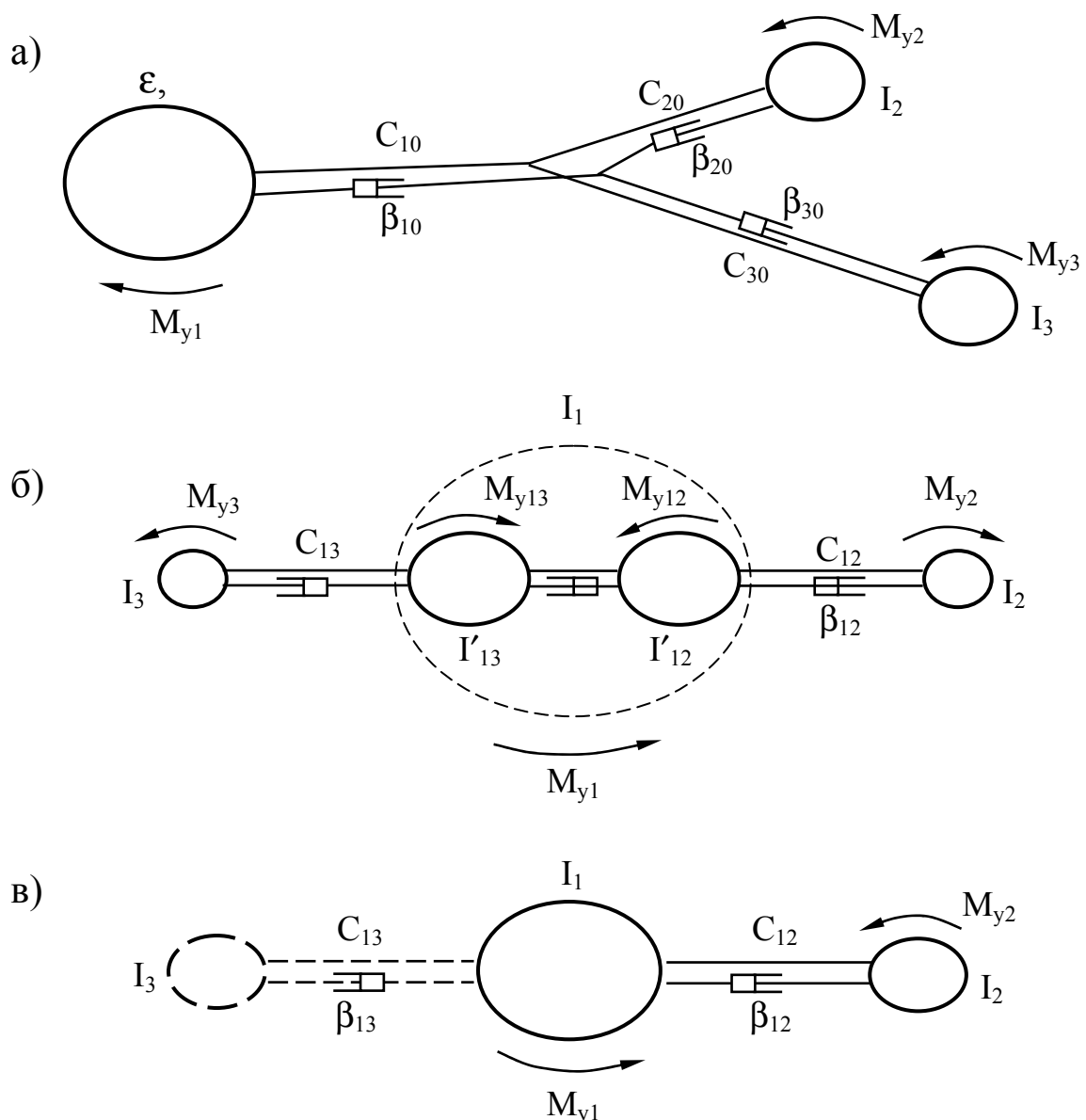


Рис. 6 – Физические модели привода исполнительного органа комбайна с разветвленной а) и рядной б), в) схемой

Математическая модель привода в общем случае представляет систему нелинейных дифференциальных уравнений со случайной правой частью. Это обусловлено переходными процессами, наличием зазоров в элементах редуктора, трением и рядом других факторов. Для установившегося режима работы комбайна математическая модель привода может быть представлена в виде системы линейных дифференциальных уравнений со случайной правой частью вида:

для разветвленной схемы

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\gamma}_1 + \beta_1 \dot{\gamma}_1 + \beta_{10} (\dot{\gamma}_0 - \dot{\gamma}_1) + c_{10} (\gamma_1 - \gamma_0) = M_{y1} \\ J_2 \ddot{\gamma}_2 + \beta_2 \dot{\gamma}_2 - \beta_{20} (\dot{\gamma}_2 - \dot{\gamma}_0) - c_{20} (\gamma_0 - \gamma_2) = -M_{y2} \\ J_3 \ddot{\gamma}_3 + \beta_3 \dot{\gamma}_3 - \beta_{30} (\dot{\gamma}_3 - \dot{\gamma}_0) - c_{30} (\gamma_0 - \gamma_3) = -M_{y3} \end{cases} \quad (1)$$

При этом должно выполняться условие

$$\beta_{10} (\dot{\gamma}_0 - \dot{\gamma}_1) + c_{10} (\gamma_1 - \gamma_0) = \beta_{20} (\dot{\gamma}_2 - \dot{\gamma}_0) + c_{20} (\gamma_0 - \gamma_2) + \beta_{30} (\dot{\gamma}_3 - \dot{\gamma}_0) + c_{30} (\gamma_0 - \gamma_3) + \beta_0 \dot{\gamma}_0 + M_{y0};$$

для рядной схемы

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\gamma}_1 + \beta_1 \dot{\gamma}_1 + \beta_{12} (\dot{\gamma}_1 - \dot{\gamma}_2) + \beta_{13} (\dot{\gamma}_1 - \dot{\gamma}_3) + \\ \quad + c_{12} (\gamma_1 - \gamma_2) + c_{13} (\gamma_1 - \gamma_3) = M_{y1} \\ J_2 \ddot{\gamma}_2 + \beta_2 \dot{\gamma}_2 + \beta_{12} (\dot{\gamma}_2 - \dot{\gamma}_1) + c_{12} (\gamma_2 - \gamma_1) = M_{y2} \\ J_3 \ddot{\gamma}_3 + \beta_3 \dot{\gamma}_3 + \beta_{13} (\dot{\gamma}_3 - \dot{\gamma}_1) + c_{13} (\gamma_3 - \gamma_1) = M_{y3} \end{cases} \quad (2)$$

Здесь $J_j, j = \overline{1,3}$ - моменты инерции основных масс с приведенными к ним массами элементов редуктора (трансмиссии), $\beta_j, j = \overline{1,3}$ - коэффициенты вязкого сопротивления соответствующей основной массы, $c_{j0}, \dots, \beta_{1j}, j = \overline{1,3}$ - коэффициенты, соответственно, жесткости и вязкого сопротивления связей, $\gamma_j, \dot{\gamma}_j, \ddot{\gamma}_j, j = \overline{1,3}$ - соответственно координата, частота и ускорение соответствующей основной массы, $M_{yj}, j = \overline{1,3}$ - моменты нагрузки соответствующей массы.

В общем случае, как отмечалось выше, математическая модель привода исполнительного органа является нелинейной из-за указанных факторов – переходных процессов, выбором зазоров, трения и т.д. Для установившегося режима работы комбайна ряд факторов

можно опустить, например, выбор зазоров. Другие факторы – заменить линейными зависимостями, например, трение, гистерезисные потери и др. Такой подход, как показывают результаты исследований [4, 5, 6], дает возможность более простыми аналитическими методами исследовать такие системы, получая результаты, весьма близкие к экспериментальным.

Особенно эффективным является этот метод, если динамическую систему удастся разделить, используя введенное Л.Л.Мандельштамом в механике понятие коэффициента связности парциальных систем [7].

Для рассматриваемой электромеханической системы привода исполнительного органа очистных комбайнов критерием возможности разделения ее на электрическую и механическую подсистемы является условие [7]

$$\omega_m^2 / \omega_\varepsilon^2 \gg 1, \quad (3)$$

где ω_m , ω_ε - частоты собственных колебаний, соответственно, механической и электрической подсистем, т.е. редуктора привода и двигателя или двигателей при многодвигательном приводе.

Связав этот критерий с коэффициентом связности парциальных систем, получим [8, 10]

$$\mu = 2k_{m\varepsilon} \frac{\omega_m \omega_\varepsilon}{|\omega_m^2 - \omega_\varepsilon^2|}, \quad (4)$$

где μ - коэффициент связности парциальных подсистем, $k_{m\varepsilon}$ - коэффициент связности механической и электрической подсистем,

$$k_{m\varepsilon,j} = \sqrt{J_j / (J_1 + J_j)}, \quad j = 2,3. \quad (5)$$

Выполнение условия (3) дает возможность определять момент электродвигателя при заданных условиях питания и режимах работы, считая при этом механическую подсистему (редуктор) абсолютно жесткой, а затем – нагрузку в механической подсистеме с упругой связью с учетом момента двигателя.

Определение частот и форм собственных колебаний

Разветвленная схема привода

Система дифференциальных уравнений для этой схемы привода, описывающих ее свободные колебания без учета демпфирования имеет вид

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\gamma}_1 + c_{10}(\gamma_1 - \gamma_0) = 0 \\ J_2 \ddot{\gamma}_2 + c_{20}(\gamma_0 - \gamma_2) = 0 \\ J_3 \ddot{\gamma}_3 + c_{30}(\gamma_0 - \gamma_3) = -M_{y3} \end{cases} \quad (6)$$

При условии равенства нулю упругих моментов в точке разветвления, т.е.

$$c_{10}(\gamma_1 - \gamma_0) + c_{20}(\gamma_2 - \gamma_0) + c_{30}(\gamma_3 - \gamma_0) = 0$$

частотное уравнение для этой системы примет вид

$$\begin{aligned} & \omega_m^2 [\omega_m^4 + (c_{10} J_1^{-1} (c_{20} + c_{30}) (c_{10} + c_{20} + c_{30})^{-1} + (c_{10} J_1^{-1} (c_{20} + c_{30}) \times \\ & \times (c_{10} + c_{20} + c_{30})^{-1} + (c_{10} J_1^{-1} (c_{20} + c_{30}) (c_{10} + c_{20} + c_{30})^{-1}) \omega_m^2 + \\ & + c_{10} c_{20} c_{30} (c_{10} + c_{20} + c_{30})^{-1} (J_1 + J_2 + J_3) (J_1 J_2 J_3)^{-1}] = 0, \end{aligned}$$

представляющее собой кубическое уравнение относительно квадрата частоты, у которого один корень равен нулю. Это означает синхронность вращения рабочих органов (шнеков) и ротора двигателя. Два других корня этого уравнения – сопряженные мнимые. Тогда решением системы дифференциальных уравнений будет выражение вида

$$\begin{cases} \gamma_1 = \gamma'_1 \sin(\omega_{m1} t + \psi'_1) + \gamma''_1 \sin(\omega_{m2} t + \psi''_1) \\ \gamma_2 = \gamma'_2 \sin(\omega_{m1} t + \psi'_2) + \gamma''_2 \sin(\omega_{m2} t + \psi''_2), \\ \gamma_3 = \gamma'_3 \sin(\omega_{m1} t + \psi'_3) + \gamma''_3 \sin(\omega_{m2} t + \psi''_3) \end{cases} \quad (7)$$

где ω_{m1}, ω_{m2} - круговые частоты собственных колебаний системы.

Для параметров привода комбайна типа 1К-101 круговые частоты собственных колебаний составляют $\omega_{m1} = 129 \text{ с}^{-1}$, $\omega_{m2} = 174 \text{ с}^{-1}$.

Собственные частоты ветвей привода могут быть оценены по выражению

$$\omega_{j0} = \sqrt{c_{j0} / J_j}, \quad j = \overline{1,3}.$$

Значения этих частот для комбайна типа 1К-101 составляют: $\omega_{10} = 62 \text{ с}^{-1}$, $\omega_{20} = 190 \text{ с}^{-1}$, $\omega_{30} = 152 \text{ с}^{-1}$.

Таким образом, для привода исполнительного органа комбайна типа 1К-101 с разветвленной схемой привода существует три частоты собственных колебаний с учетом частоты синхронного вращения рабочего органа (шнека) и двигателя и три частоты собственных колебаний ветвей привода. Эти частоты с учетом характера внешнего возмущения, формирующегося на исполнительном органе (случай-

ный процесс в широком диапазоне частот обладающий свойством «белого шума»), играют исключительно важную роль в формировании нагрузки элементов привода.

Для параметров привода комбайна типа 1К-101 первая и вторая частоты собственных колебаний отличаются между собой примерно на 35%, вторая и третья частоты – на 25%. Значительное отличие частоты собственных колебаний первой ветви обуславливается значительным отличием момента инерции ротора двигателя и примыкающих к нему элементов привода (трансмиссии). Частоты собственных колебаний второй ветви отличаются на 47% и 9% соответственно от частот собственных колебаний привода, частоты собственных колебаний третьей ветви отличаются на 18% и 14% от тех же частот привода.

Приведенные данные по собственным частотам привода и его отдельных ветвей для некоторых из них отличаются незначительно. Это дает возможность утверждать, что частоты нагрузки, формируемой в приводе, должны быть близки к указанным значениям.

Подставив решение (7) в исходную систему дифференциальных уравнений, получим

$$\begin{cases} J_1 \Psi_1 \omega_m^2 - c_{10}(\Psi_1 - \gamma_0) = 0 \\ J_2 \Psi_2 \omega_m^2 - c_{20}(\Psi_2 - \gamma_0) = 0, \\ J_3 \Psi_3 \omega_m^2 - c_{30}(\Psi_3 - \gamma_0) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

где

$$\Psi_j = \Psi'_j + \Psi''_j, \quad j = \overline{1,3}.$$

Откуда

$$\frac{\Psi_2}{\Psi_1} = \frac{c_{20}(J_1 \omega_m^2 - c_{10})}{c_{10}(J_2 \omega_m^2 - c_{20})}, \quad \frac{\Psi_3}{\Psi_1} = \frac{c_{30}(J_1 \omega_m^2 - c_{10})}{c_{10}(J_3 \omega_m^2 - c_{30})}.$$

Полагая в этих отношениях $\omega_m = \omega_{m1} = \omega_{m2}$, определяют их знаки. Числовые значения этих соотношений указывают на отличие амплитуд колебаний рассматриваемых масс.

Положительный знак этих отношений означает, что рабочие органы (шнеки) в колебательном движении движутся в ту же сторону, что и ротор двигателя; при отрицательном знаке – в противоположную сторону.

Для привода комбайна типа 1К-101 указанные отношения имеют:

отрицательные знаки для первой частоты собственных колебаний привода,

отрицательный знак первого и положительный знак второго отношения для второй частоты собственных колебаний привода.

Числовые значения этих соотношений для привода комбайна типа 1К-101 составляют: 13,8 и 42,4 для первой, 117,2 и 66,2 для второй собственной частоты его колебаний, которые дают возможность определить формы колебаний привода, рис. 7 [5].

Рядная схема привода

Система дифференциальных уравнений для этой схемы привода, описывающих его свободные колебания, при тех же, что и для разветвленной схемы допущениях, имеет вид

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\gamma}_1 + c_{12}(\gamma_1 - \gamma_2) + c_{13}(\gamma_1 - \gamma_3) = 0 \\ J_2 \ddot{\gamma}_2 + c_{12}(\gamma_2 - \gamma_1) = 0 \\ J_3 \ddot{\gamma}_3 + c_{13}(\gamma_3 - \gamma_1) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Представляя решение этой системы в виде

$$\gamma_j = \alpha_j \sin \omega_m t, \quad j = \overline{1,3}$$

и подставляя его в исходную систему дифференциальных уравнений, частотное уравнение примет вид

$$\omega_m^2 \{ J_1 J_2 J_3 \omega_m^4 - [c_{12}(J_1 J_3 + J_2 J_3) + c_{13}(J_1 J_2 + J_2 J_3)] \omega_m^2 + c_{12} c_{13} (J_1 + J_2 + J_3) \} = 0'$$

которое является кубическим относительно квадрата частоты. Один из корней этого уравнения всегда равен нулю. Это означает синхронное вращение двигателя и рабочего органа (шнека или барабана). Два других корня находятся из решения биквадратного уравнения

$$J_1 J_2 J_3 \omega_m^4 - [c_{12}(J_1 J_3 + J_2 J_3) + c_{13}(J_1 J_2 + J_2 J_3)] \omega_m^2 + c_{12} c_{13} (J_1 + J_2 + J_3) = 0'$$

Из второго и третьего уравнений исходной системы дифференциальных уравнений после подстановки в нее решения, получим

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = -\frac{c_{12}}{J_2 \omega_m^2 - c_{12}}, \quad \frac{\alpha_3}{\alpha_1} = -\frac{c_{13}}{J_3 \omega_m^2 - c_{13}}.$$

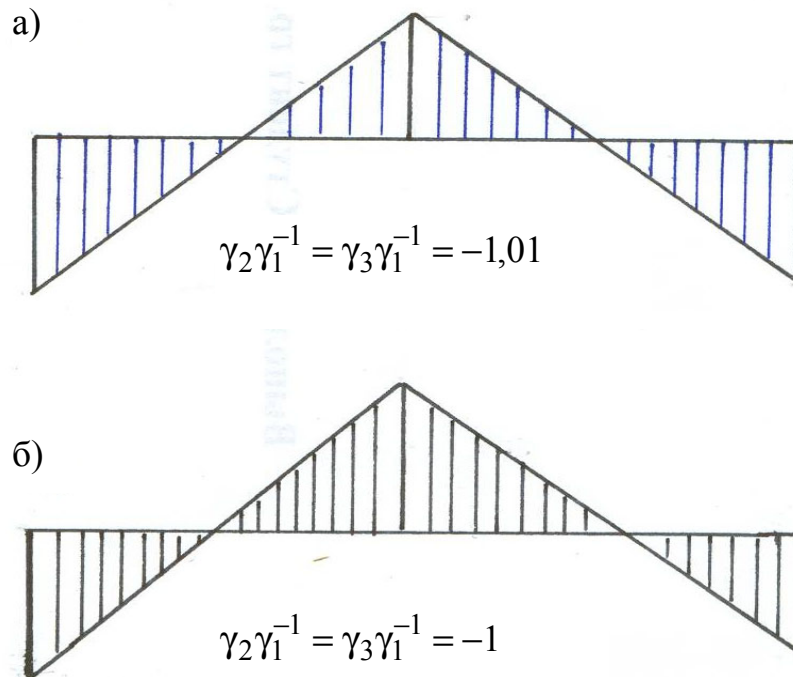


Рис. 8 – Формы колебаний привода исполнительного органа комбайна типа К-103 на первой а) и второй б) собственных частотах

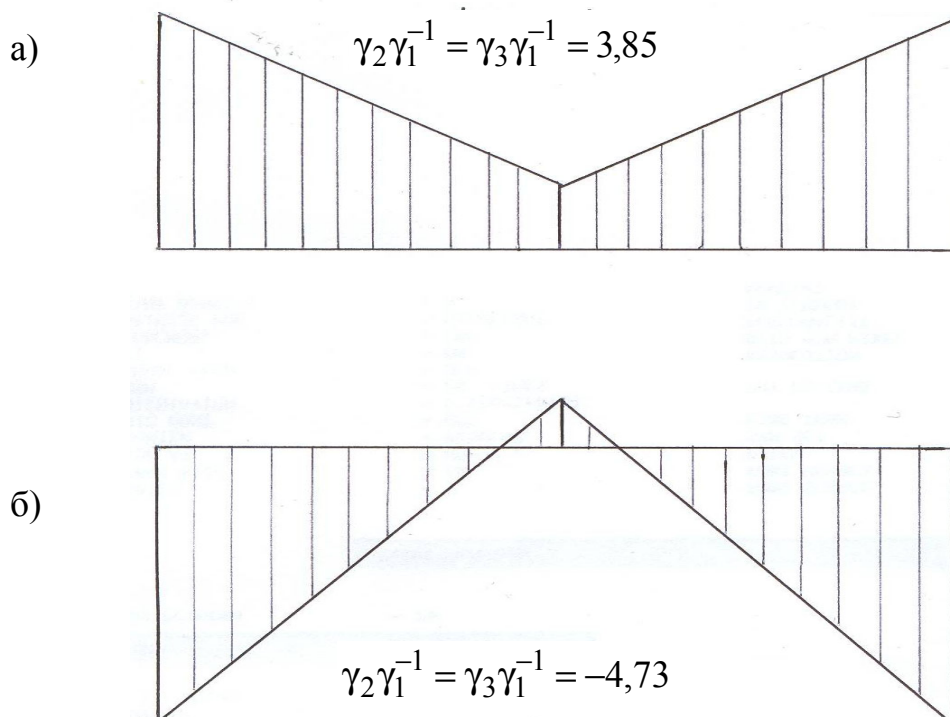


Рис. 9 – Формы колебаний привода исполнительного органа комбайна типа КА-80 на первой а) и второй б) собственных частотах

Подставляя в приведенные отношения амплитуд главных масс вместо ω_m^2 корни биквадратного уравнения $-\omega_{m1}^2, \omega_{m2}^2$, определяют формы колебаний привода способом, указанным выше, – по знаку этих отношений, рис. 8, 9

Частоты собственных колебаний приводов исполнительных органов комбайнов составляют [3]:

113,6 с⁻¹ и 102,5 с⁻¹ для комбайна типа К-103,
115 с⁻¹ и 147 с⁻¹ для комбайна типа КА-80.

Таким образом, для комбайнов с рядной схемой привода существует три частоты его собственных колебаний с учетом частоты синхронного вращения двигателя и рабочих органов, которые играют важную роль в формировании нагрузки элементов привода (трансмиссии).

Динамическая характеристика

Асинхронный электродвигатель представляет собой магнитосвязанные электрические цепи статора и ротора с изменяющейся взаимоиндукцией и самоиндукцией [9]. В обычном асинхронном электродвигателе затухание электромагнитных процессов заканчивается раньше, чем изменяется скорость вращения ротора [9]. Это позволяет не учитывать электромагнитную инерцию двигателя в переходных режимах и принимать в расчет его механическую характеристику статической.

Для двигателей привода исполнительного органа комбайнов установлено [10], что при быстро меняющейся нагрузке, частота которой превышает 20 значений их критического скольжения ($20 \cdot S_k$), ток в обмотке статора и соответствующий ему электромагнитный момент двигателя не успевают принимать значений соответствующих мгновенной частоте вращения ротора. Следовательно, в рабочем режиме при частоте нагрузки более $20 \cdot S_k$ электромагнитная инерция двигателя может оказывать существенное влияние на формирование нагрузки в элементах привода (трансмиссии). В этом случае необходимо пользоваться динамической механической характеристикой двигателя.

1. Однодвигательный привод

Динамическая механическая характеристика асинхронного двигателя может быть описана системой уравнений Парка-Горева [11] без учета насыщения магнитопровода, вытеснения тока в стержнях

клетки ротора и влияния параметров шахтной сети. Для электродвигателей привода исполнительных органов очистных комбайнов система уравнений Парка-Горева не достаточно корректна, так как не учитывает параметров питающей сети и требует значительных по объему вычислений [5, 11].

Исследованиями [11, 12] установлено, что для применяемых в горных машинах типов асинхронных двигателей в рабочем режиме их динамическая механическая характеристика может быть описана дифференциальным уравнением вида

$$S = \frac{1}{\omega_0 \beta_\partial} \left(M_\partial(t) + \beta_\partial / c_\partial \frac{dM_\partial(t)}{dt} \right), \quad (10)$$

где ω_0 - частота вращения магнитного поля статора, β_∂ - аналог вязкого трения (линейного демпфера), c_∂ - аналог упругой связи между ротором и электромагнитным полем статора.

Введя обозначения

$$\beta_\partial = (\nu \omega_0)^{-1}, \quad c_\partial = (\nu \omega_0 T_\partial)^{-1},$$

где ν - коэффициент крутизны статической механической характеристики, T_∂ - электромагнитная постоянная двигателя, уравнение скольжения примет вид

$$S = \nu \left(M_\partial(t) + T_\partial \frac{dM_\partial(t)}{dt} \right), \quad (11)$$

которое описывает электромагнитный момент асинхронного двигателя в переходном режиме работы, предложенного И.С.Пинчуком [13],

$$S = \frac{S_\kappa}{2M_{\max}} \left(M_\partial(t) + \frac{1}{\omega_\partial S_\kappa} \frac{dM_\partial(t)}{dt} \right), \quad (12)$$

положив в нем

$$\nu = \frac{S_\kappa}{2M_{\max}}, \quad T_\partial = \frac{1}{\omega_\partial S_\kappa}.$$

Здесь S_κ , M_{\max} - соответственно критическое скольжение и максимальный момент двигателя.

Для привода исполнительных органов очистных комбайнов условие (3) выполняется, а коэффициент связности парциальных систем

по Л.Л. Мандельштаму незначительный. Это дает возможность определять момент электродвигателя, считая механическую часть привода (редуктор) жесткой.

Записав дифференциальное уравнение движения ротора электродвигателя в виде

$$J_1 \ddot{\gamma}_1 = M_\partial(t) - M_c(t),$$

где $M_c(t)$ – момент сил сопротивления, приведенный к валу двигателя, и решив полученное уравнение совместно с уравнением (11), получим [13]

$$\frac{d^2 M_\partial(t)}{dt^2} + \frac{1}{T_\partial} \frac{dM_\partial(t)}{dt} + \frac{M_\partial(t)}{T_\partial T_m} = \frac{M_c(t)}{T_\partial T_m}. \quad (13)$$

Здесь T_m – механическая постоянная двигателя,

$$T_m = \frac{\omega_m S_\kappa J_1}{2 p_n M_{\max}},$$

где p_n – число пар полюсов электродвигателя.

Полученное уравнение является обыкновенным дифференциальным уравнением второго порядка с правой частью, которая в общем случае представляет собой случайный процесс в исследуемом интервале частот обладающий свойствами «белого шума» – практически независимой от частоты плотностью дисперсии момента.

Для низкочастотной составляющей момента сил сопротивления, формирующейся на рабочем органе комбайна и обусловленной так называемой конструктивной неуравновешенностью его схемы набора режущего инструмента, решение полученного уравнение имеет вид

$$M_\partial(t) = \frac{M'_a \sin(\lambda t - \theta_\partial)}{\sqrt{(\lambda_\partial^2 - \lambda^2)^2 + 4n_\partial^2 \lambda^2}}, \quad (14)$$

где

$$\lambda_\partial^2 = 0,5 T_\partial^{-1}, \quad n_\partial = 1/(T_\partial T_m), \quad M'_a = M_c^a(t)/(T_\partial T_m),$$

$$\theta_\partial = \arctg \frac{(\lambda_\partial^2 - \lambda^2) \sin \theta - 2\lambda n_\partial \cos \theta}{(\lambda_\partial^2 - \lambda^2) \cos \theta + 2\lambda n_\partial \sin \theta}$$

Положив фазу во внешнем возмущении равной нулю, т.е. $\theta = 0$, получим

$$\theta_{\partial} = -\operatorname{arctg} \frac{2n_{\partial}\lambda}{\lambda_{\partial}^2 - \lambda^2}. \quad (15)$$

Выражение

$$1/\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_{\partial}}\right)^2\right]^2 + 4n_{\partial}^2 \frac{\lambda^2}{\lambda_{\partial}^4}} = k_{\partial} \quad (16)$$

в решении уравнения есть коэффициент динамичности двигателя. Подставив значения λ_{∂} , n_{∂} в выражение для коэффициента динамичности, получим

$$k_{\partial} = 1/\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_{\partial}}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\lambda}{\lambda_{\partial}}\right)^2 \frac{T_m}{T_{\partial}}} \equiv k_{\partial},$$

которое совпадает с коэффициентом выравнивания нагрузки [14].

При $\nu_T = T_{\partial}/T_m > 0,25$ амплитудные характеристики двигателя (модули передаточных функций на мнимой оси) по моменту можно представить в виде [15]

$$|y_m(i\lambda)| = 1/\sqrt{(1 - \chi_m^2 \nu_T)^2 + \chi_m^2}, \quad (17)$$

где $\chi_m = \lambda T_m$ - безразмерная частота внешней нагрузки.

Так как при $\lambda=0$ выражение (17) равно 1, то оно является также и коэффициентом динамичности, характеризующее отношение амплитуд момента двигателя при частотах $\lambda \neq 0$ и нулевой частоте, т.е.

$$k_{\partial}(\lambda) = |y_m(i\lambda)|/|y_m(0)| = 1/\sqrt{(1 - \chi_m^2 \nu_T)^2 + \chi_m^2}. \quad (18)$$

Максимального значения динамический коэффициент

$$k_{\partial \max} = 1/\sqrt{T_m T_{\partial}^{-1} - 0,25 T_m^2 T_{\partial}^{-1}}$$

достигает при частоте

$$\lambda = \lambda_{\partial} \sqrt{1 - 0,5 T_m T_{\partial}^{-1}},$$

получаемой решением приравненной к нулю производной по частоте его зависимости.

При частоте нагрузки $\lambda \leq \lambda_{нч}$, где $\lambda_{нч}$ - частота низкочастотной составляющей момента сил сопротивления коэффициент динамичности практически равен 1. Это означает, что нагрузка с указанной час-

тотой практически без изменения по амплитуде воспринимается двигателем. Однако, как следует из выражения (16) между моментом двигателя и моментом нагрузки всегда имеет место смещение по фазе на угол

$$\theta_{\delta} = -\arctg \frac{2n_{\delta}\lambda}{\lambda_{\delta}^2 - \lambda^2}.$$

Для реальной шахтной сети характер коэффициента динамичности двигателя и величина его максимального значения несколько изменяются, рис 10. Это обусловлено уменьшением напряжения питания двигателя, влекущее за собой изменения его критического скольжения, максимального момента, частоты собственных колебаний и др. параметров. При этом, как следует из рис. 10, с увеличением нагрузки изменяется как характер зависимости $k_{\delta}^*(\lambda)$, так и величина его максимального значения – с увеличением нагрузки уменьшается величина $k_{\delta}^*(\lambda)$ и несколько смещается в сторону увеличения частота нагрузки, при которой $k_{\delta}^*(\lambda)$ достигает максимума.

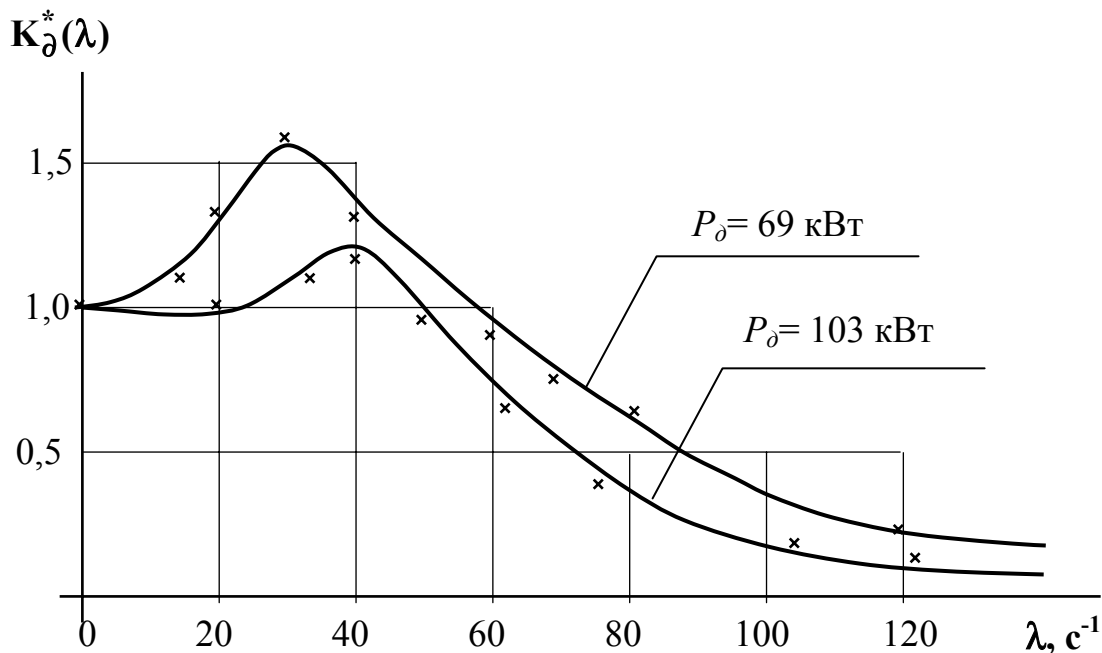


Рис. 10 – Амплитудно-частотная характеристика двигателя типа ЭДКО4-2МУ5 при питании его от шахтной сети

Для случайной составляющей нагрузки решение дифференциального уравнения (13) представим в виде спектральной плотности дисперсии момента двигателя при известной спектральной плотности дисперсии нагрузки. Спектральная плотность дисперсии момента

двигателя имеет вид [16]

$$S_{M_\partial}(\lambda) = \frac{S_{M_c}(\lambda)}{\left| -\lambda^2 + 2in_\partial\lambda + \lambda_\partial^2 \right|^2} \equiv \frac{C}{(\lambda_\partial^2 - \lambda^2)^2 + 4n_\partial^2\lambda^2}, \quad (19)$$

где $S_{M_c}(\lambda) = C$ - спектральная плотность дисперсии нагрузки (момента сил сопротивления).

Из (19) следует, что при $\lambda = \lambda_\partial$ спектральная плотность дисперсии момента двигателя достигает максимального значения

$$S_{M_\partial}(\lambda)_{\max} \equiv S_{M_\partial}(\lambda_\partial) = \frac{C}{4n_\partial^2\lambda_\partial^2}. \quad (20)$$

Отсюда следует, что формируемый электромагнитный момент двигателя или момент двигателя при указанном характере внешнего момента (нагрузки) представляет собой случайную функцию (процесс), в спектре частот которой (которого) присутствуют низко - и высокочастотные составляющие. При этом частота низкочастотной составляющей момента двигателя равна частоте низкочастотной составляющей момента сил сопротивления, формирующегося на рабочем органе комбайна и обусловленной конструктивной неравномерностью схемы набора режущего инструмента и погрузки разрушенного угля. Высокочастотная составляющая момента двигателя близка к частоте собственных колебаний привода и обуславливается его параметрами – моментом инерции и жесткостью привода.

Тогда спектральная плотность дисперсии момента двигателя на основании вышеизложенного должна иметь вид, показанный на рис. 11. Привод исполнительного органа очистного комбайна представляет собой сложную электромеханическую систему и момент, формирующийся на валу двигателя, представляет собой преобразованный этой электромеханической системой момент сил сопротивления, формирующийся на рабочем органе комбайна. Корреляционная функция этого момента для установившегося режима комбайна при описании привода линейными дифференциальными уравнениями или системой линейных дифференциальных уравнений имеет вид

$$R_{M_c}(\tau) = D_c \exp[-\alpha|\tau|(\cos \omega_g \tau + \alpha \omega_g^{-1} \sin \omega_g |\tau|)], \quad (21)$$

где D_c - дисперсия случайной составляющей, α - величина, характеризующая скорость убывания корреляционной функции, ω_g - частота момента в валопроводе, $\omega_g \cong \omega_M$.

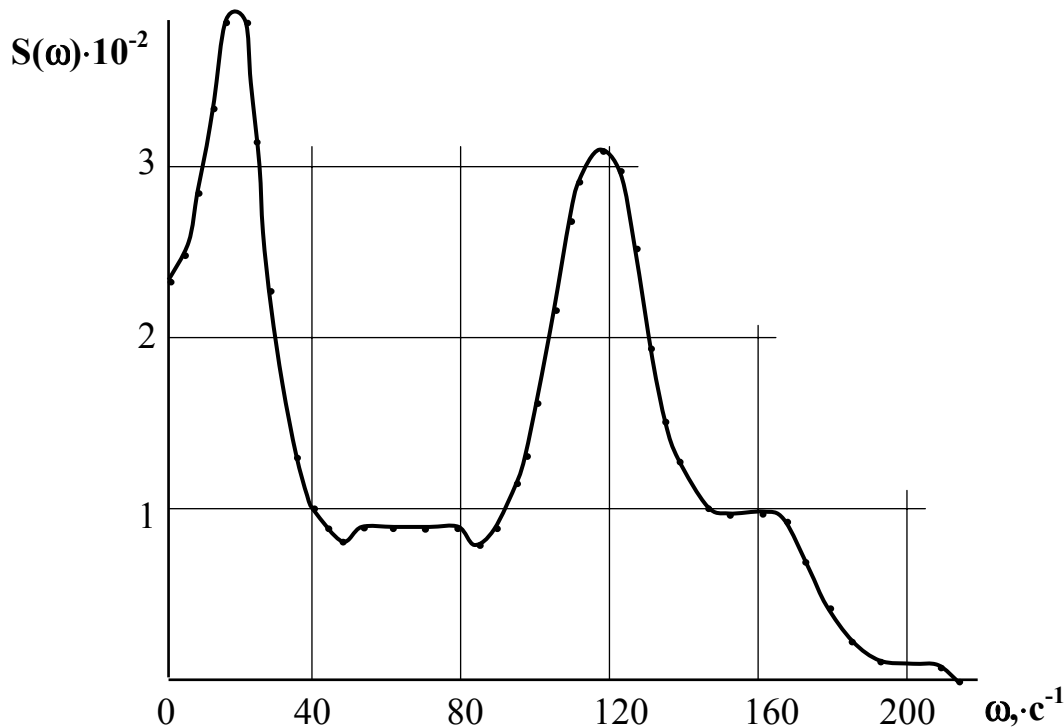


Рис. 11 – График нормированной спектральной плотности упругого момента в приводе исполнительного органа комбайна типа 1К-101 (шахтные исследования)

Справедливость этого положения подтверждается результатами экспериментальных исследований работы комбайнов как в стендовых, так и шахтных условиях – корреляционные функции момента двигателя, рис. 12, полученные обработкой его реализаций.

Отношение $\alpha\omega_g^{-1}$ характеризует так называемую степень нерегулярности процесса – при малом значении этого отношения значения момента, взятые через интервалы времени $2\pi\omega_g^{-1}$, сильно коррелированы, рис. 12 а, а реализация момента становится близкой к периодической – синусоидальной. При большом значении этого отношения регулярность (периодичность) момента с частотой ω_g мала, рис. 12 б.

Спектральная плотность дисперсии момента, корреляционная функция которого приведена выше, имеет вид [16]

$$S_{M_c}(\lambda) = \frac{2D_c}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \omega_g^2}{(\lambda^2 - \omega_g^2 - \alpha^2)^2 + 4\alpha^2\lambda^2} \quad (22)$$

Тогда при воздействии на двигатель моментом (нагрузкой), спектральная плотность которого описывается приведенной выше за-

висимостью, спектральная плотность момента двигателя будет иметь вид

$$S_{M_{\partial}}(\lambda) = \frac{2D_c}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \omega_g^2}{(\lambda^2 - \omega_g^2 - \alpha^2)^2 + 4\alpha^2\lambda^2} \times \frac{1}{(\lambda_{\partial}^2 - \lambda^2)^2 + 4n_{\partial}^2\lambda^2} \quad (23)$$

Полученное выражения для спектральной плотности дисперсии момента двигателя свидетельствует о том, что в его реализациях будут присутствовать, по крайней мере, две составляющих, кроме низкочастотной составляющей, момента с различной дисперсией.

Правильность полученного вывода подтверждается результатами экспериментальных исследований работы комбайнов, как на стенде, так и в шахтных условиях, рис. 13, а также спектральными плотностями дисперсии нагрузки, рис. 14. В спектре частот мгновенной мощности двигателей комбайнов, кроме низкой частоты, равной частоте, обусловленной конструктивной неуравновешенностью схемы набора режущего инструмента и частотой вращения рабочего органа и составляющих: $16,5 \text{ с}^{-1}$ для комбайна типа 1К-101 и $11,4 \text{ с}^{-1}$ для комбайна типа КА-80, присутствуют частоты, близкие к частотам собственным колебаний привода.

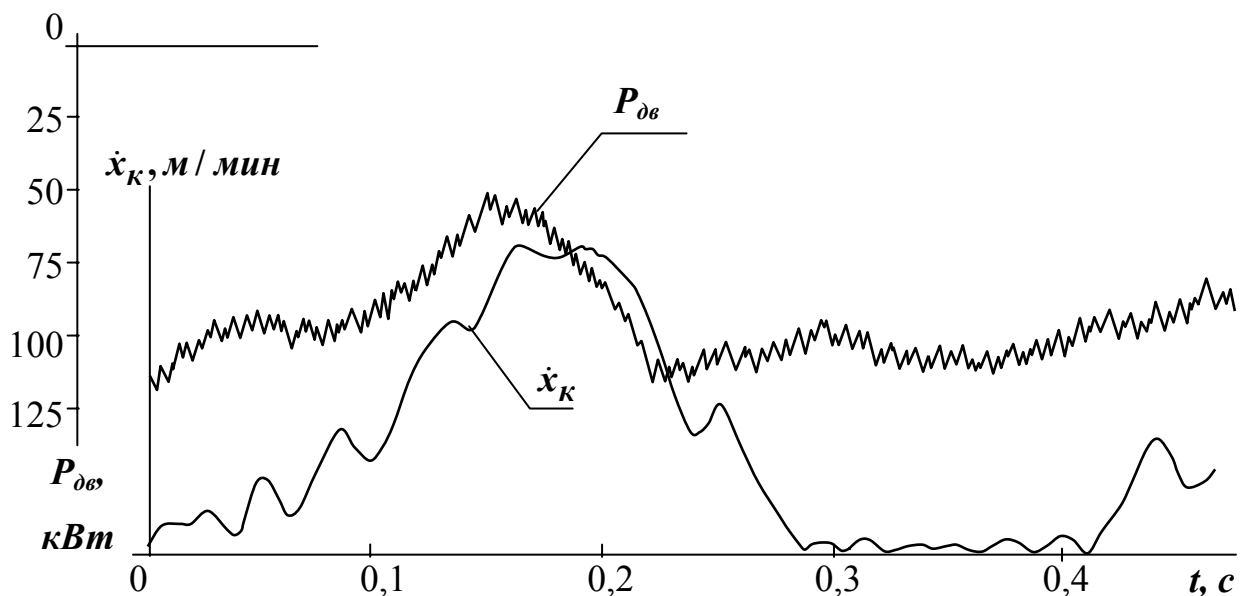


Рис. 13 – Фрагмент оциллограммы мгновенной мощности двигателя комбайна типа 1К-101 в рабочем режиме (шахтные исследования)

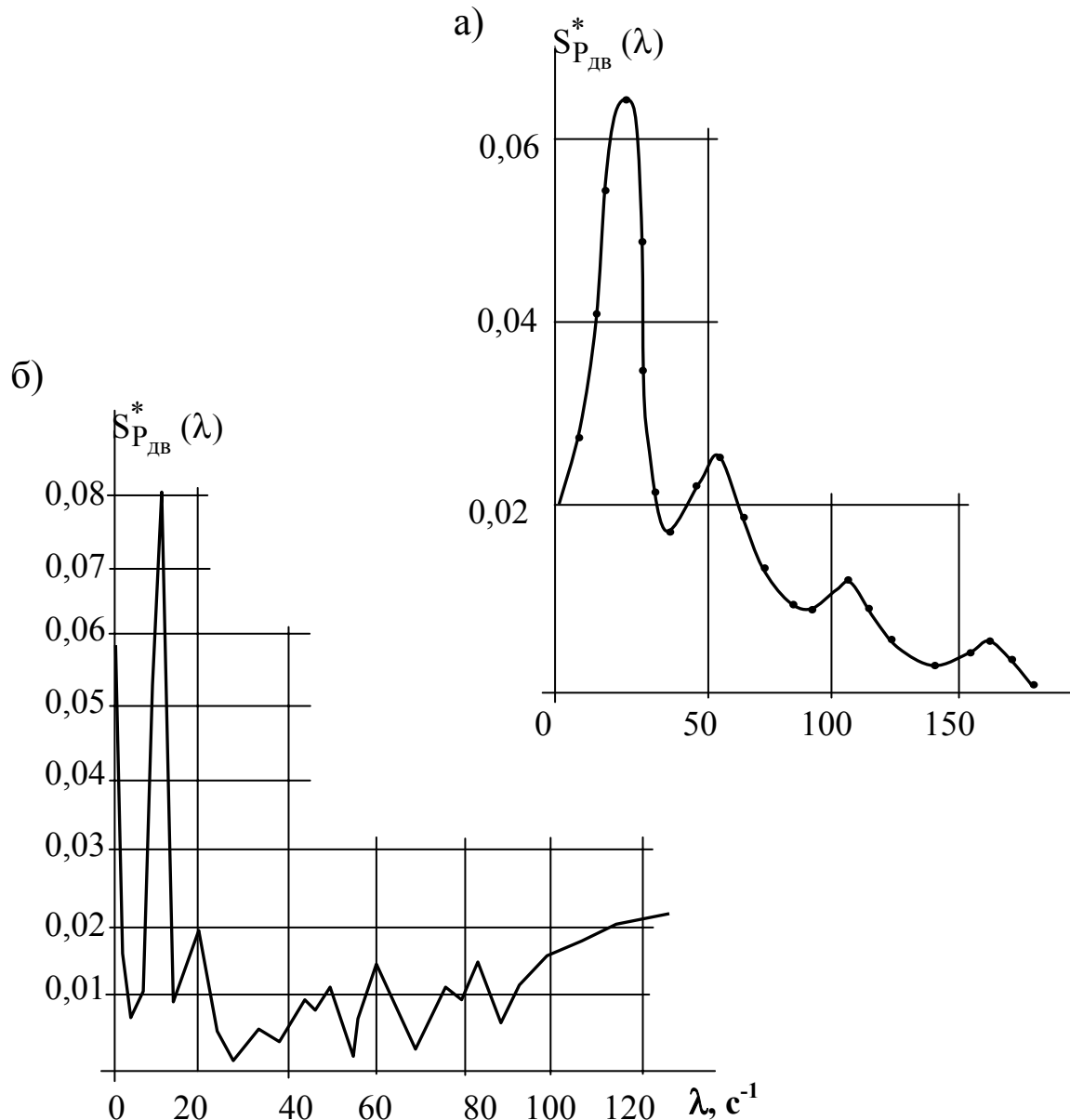


Рис. 14 – График нормированной спектральной плотности дисперсии мгновенной мощности двигателя привода комбайна типа 1K-101 а) и комбайна типа КА-80 б)

Таким образом, полученные теоретическим путем результаты при описании динамической характеристики двигателей привода исполнительного органа комбайна линейными дифференциальными уравнениями второго порядка со случайной правой частью не противоречат данным экспериментальных исследований работы комбайнов как в стендовых, так и шахтных условиях.

2. Двухдвигательный привод

В существующих типах комбайнов при многодвигательном приводе исполнительного органа применяется, как отмечалось выше, две принципиально различные схемы их работы:

на суммирующий вал, когда роторы двигателей жестко связаны между собой механически, например, шестерней;

на индивидуальный вал, когда роторы двигателей не связаны между собой механически.

В некоторых типов комбайнов, например, ГШ-68 предусмотрена возможность работы двигателей по первой или второй схемам, т.е. на суммирующий и индивидуальный вал.

Отметим, что работа двигателей по схеме «на индивидуальный вал» практически не отличается от однодвигательного привода, рассмотренного выше. Поэтому определение динамических параметров двигателей рассмотрим только для схемы их работы «на суммирующий вал».

В общем случае физическая модель двухдвигательного привода при работе двигателей по схеме «на суммирующий вал», приведенная на рис. 6, является четырехмассовой, математическая модель которой представляет собой следующую систему дифференциальных уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} J_3 \ddot{\gamma}_3 + \beta_3 \dot{\gamma}_3 + \beta_{13} (\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}_3) + c_{13} (\gamma'_{13} - \gamma_3) = M_3 \\ J'_{13} \ddot{\gamma}'_{13} + \beta_{13} \dot{\gamma}'_{13} - \beta_{13} (\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}_3) + \beta'_1 (\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) - \\ \quad - c_{13} (\gamma'_{13} - \gamma_3) + c'_1 (\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) = -M'_{13} \\ J'_{12} \ddot{\gamma}'_{12} + \beta_{12} \dot{\gamma}'_{12} - \beta'_1 (\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) + \beta'_{12} (\dot{\gamma}'_{12} - \dot{\gamma}'_2) - \\ \quad - c'_1 (\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) + c_{12} (\gamma'_{12} - \gamma_2) = -M'_{12} \\ J_2 \ddot{\gamma}_2 + \beta_2 \dot{\gamma}_2 + \beta_{12} (\dot{\gamma}'_{12} - \dot{\gamma}_2) - c_{12} (\gamma'_{12} - \gamma_2) = -M_2 \end{array} \right. , \quad (24)$$

где, кроме перечисленных выше величин, J'_{12} , J'_{13} - моменты инерции роторов двигателей с присоединенными к ним моментами инерции прилегающих элементов конструкции привода, c'_1 , β'_1 - коэффициенты, соответственно, жесткости и вязкого сопротивления связки двигателей, M'_{12} , M'_{13} - моменты двигателей.

С учетом возможности раздельного представления механической и электрической частей привода запишем

$$\left\{ \begin{array}{l} J'_{13} \ddot{\gamma}'_{13} + \beta'_1 (\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) + c'_1 (\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) = M_3 - M'_{13} \\ J'_{12} \ddot{\gamma}'_{12} - \beta'_1 (\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) - c'_1 (\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) = M'_{12} - M_2 \end{array} \right. . \quad (25)$$

При связке роторов двигателей, жесткость которой значительно выше жесткости ветвей или редуктора привода (коэффициент жесткости связки двигателей, например, комбайна типа К-103 почти в 14 раз больше коэффициента жесткости редуктора), частота вращения их независимо от скольжения каждого в частотном спектре, обусловленном параметрами привода, будет одинаковой. Следует отметить, ГОСТ 16565-71 оставляет для двигателей те же требования к параметрам технической характеристики по номинальному скольжению и максимальному моменту, что и ГОСТ 183-74. Отклонение номинального скольжения от указанного – в пределах $\pm 20\%$ (знак «минус» относится к двигателям с повышенным скольжением) и максимального момента – до -10% .

По данным [11, 17] вероятность распределения скольжения комбайновых двигателей, выпускаемых Первомайским заводом им. К. Маркса, не противоречит нормальному закону. При этом трех сигмовый интервал скольжения не превышает 0,12 [11].

Критическое скольжение комбайновых двигателей, вероятней всего, величина не постоянная даже для однотипных двигателей (специальных исследований этой величины из-за больших технических трудностей, насколько известно автору, не проводилось). Экспериментально установлено, что критическое скольжение двигателя типа ЭДКО4-2МУ5 при питании его от нежесткой шахтной сети снижалось до 0,1 [5]. По технической характеристике критическое скольжение этого двигателя составляет 0,15.

Таким образом, в общем случае следует полагать, что и критическое скольжение даже однотипных двигателей, используемых для привода исполнительных органов очистных комбайнов, является величиной не постоянной.

Следует также отметить, что скольжение двигателя зависит и от его нагрева [11]. По данным экспериментальных исследований [11] номинальное скольжения двигателя типа ЭДКО4-2МУ5 изменяется в пределах 1-4 % в зависимости от продолжительности включения и нагрузки, т.е. в зависимости от нагрева.

Аппроксимировав статическую механическую характеристику асинхронного двигателя зависимостью вида [18]

$$M_{\partial i} = M_{\max i} \left[1 - S_{ki}^{-2} (S - S_{ki})^2 \right], \quad 0 < S < 1,2 S_{ki} \quad (26)$$

механическую статическую характеристику двух жестко связанных двигателей запишем в виде

$$M_{\delta}^{(2)} = \sum_i M_{\max i} \left[1 - S_{\kappa i}^{-2} (S - S_{\kappa i})^2 \right], \quad 0 < S < 1,2S_{\kappa i} \quad (27)$$

Критическое скольжение статической механической характеристики двух жестко связанных двигателей определится из выражения

$$S_0^{(2)} = \sum_i M_{\max i} S_{\kappa i}^{-1} / \sum_i M_{\max i} S_{\kappa i}^{-2}, \quad (28)$$

получаемого из решения приравненной к нулю производной от $M_{\delta}^{(2)}$ по S .

Максимальный момент жестко связанных двигателей будет

$$M_{\max 0}^{(2)} = \sum_i M_{\max i} \left[1 - S_{\kappa i}^{-2} (S_0^{(2)} - S_{\kappa i})^2 \right], \quad 0 < S < 1,2S_{\kappa i}. \quad (29)$$

Тогда, поступив аналогично, как и для однодвигательного привода, получим дифференциальное уравнение, связывающее суммарный момент двигателей и момент нагрузки

$$\frac{dM_{\delta}^{(2)}(t)}{dt^2} + \frac{1}{T_{\vartheta}^{(2)}} \frac{dM_{\delta}^{(2)}(t)}{dt} + \frac{1}{T_{\vartheta}^{(2)} T_M^{(2)}} M_{\delta}^{(2)}(t) = \frac{M_c^{(2)}(t)}{T_{\vartheta}^{(2)} T_M^{(2)}}, \quad (30)$$

где

$$T_{\vartheta}^{(2)} = [\omega_{\vartheta} S_{\kappa}^{(2)}]^{-1}, \quad T_M^{(2)} = \frac{\omega_M S_{\kappa}^{(2)} (J'_{12} + J'_{13})}{2 p_n M_{\max}^{(2)}}, \quad M_c^{(2)}(t) = M_2(t) + M_3(t).$$

Отсюда следует, что задача анализа в смысле устойчивой работы двигателей двух двигательного привода жестко связанными роторами сведена к анализу работы однодвигательного привода, динамическая механическая характеристика которого допускает описание ее линейным дифференциальным уравнением второго порядка.

Момент сил сопротивления и в этом случае является случайным процессом, в спектре которого присутствуют как низко, так и высокочастотные составляющие.

При таком подходе к рассмотрению работы двух двигательного привода с жестко связанными роторами необходимо рассмотреть на-

грузку каждого двигателя, влияние параметров механической характеристики двигателя на его нагрузку.

Положим, что и критическое скольжение комбайновых двигателей, – величина случайная с распределением вероятности, не противоречащей нормальному закону. Тогда при математическом ожидании критического скольжения \bar{S}_k наибольший разброс его будет в случае, когда у одного из двигателей положительное у второго двигателя – отрицательное отклонение скольжения, т.е

$$S_{k1} = \bar{S}_k + k_N \sigma_{S_k}, \quad S_{k2} = \bar{S}_k - k_N \sigma_{S_k}, \quad (31)$$

где k_N - коэффициент нормального отклонения, $k_N \leq 3$, σ_{S_k} - среднеквадратичное отклонение критического скольжения.

Положим также, что допускаемое ГОСТом отклонение максимального момента имеет место. Тогда, обозначив $S_k^{(2)}$ как $S_0^{(2)}$, механическая характеристика двигателей с жестко связанными роторами, как функция скольжения, имеет вид, представленный на рис. 15, на котором также представлены их токовые характеристики и суммарная токовая характеристика.

При работе двигателей с номинальным скольжением, нагрузка между ними при одинаковом напряжении на клеммах и температуре распределяется обратно пропорционально величине номинального скольжения [19]. Этот режим работы двигателей, роторы которых жестко связаны между собой, довольно подробно исследован (см., напр., [20]) и на нем останавливаться нет смысла. Тем более, при работе комбайна в интенсивных режимах – с устойчивым моментом, определение которого рассмотрено ниже, двигатели работают в интервале скольжения $S_n < S \leq S_0^{(2)}$, в режиме предельной динамической устойчивости – и в зоне за критическим скольжением.

Критическое скольжение суммарной механической характеристики, как следует из (28), находится в интервале (S_{k2}, S_{k1}) . Величина $S_k^{(2)}$ обуславливается максимальным моментом и критическим скольжением каждого из двигателей. Для двигателей, например, типа ЭКВ3,5-75У5, для которых математическое ожидание критического скольжения равно 0,18, максимальный момент 800 Нм при 12% трехсигмовом интервале и 10 % отклонении максимального момента критическое скольжение суммарной механической характеристики составляет 0,177.

Тогда работа двигателя с меньшим критическим скольжением (в нашем случае – это второй двигатель) при достижении нагрузки величины $M_c^{(2)} \geq M_\partial^{(2)}$, рис. 15, происходит на неустойчивой части механической характеристики – в зоне $S > S_{к2}$ в течение действия этой нагрузки. Работа двигателя с большим критическим скольжением (в нашем случае – это первый двигатель) происходит на устойчивости части механической характеристики – в зоне до критического скольжения, поскольку $S_0^{(2)} < S_{к1}$.

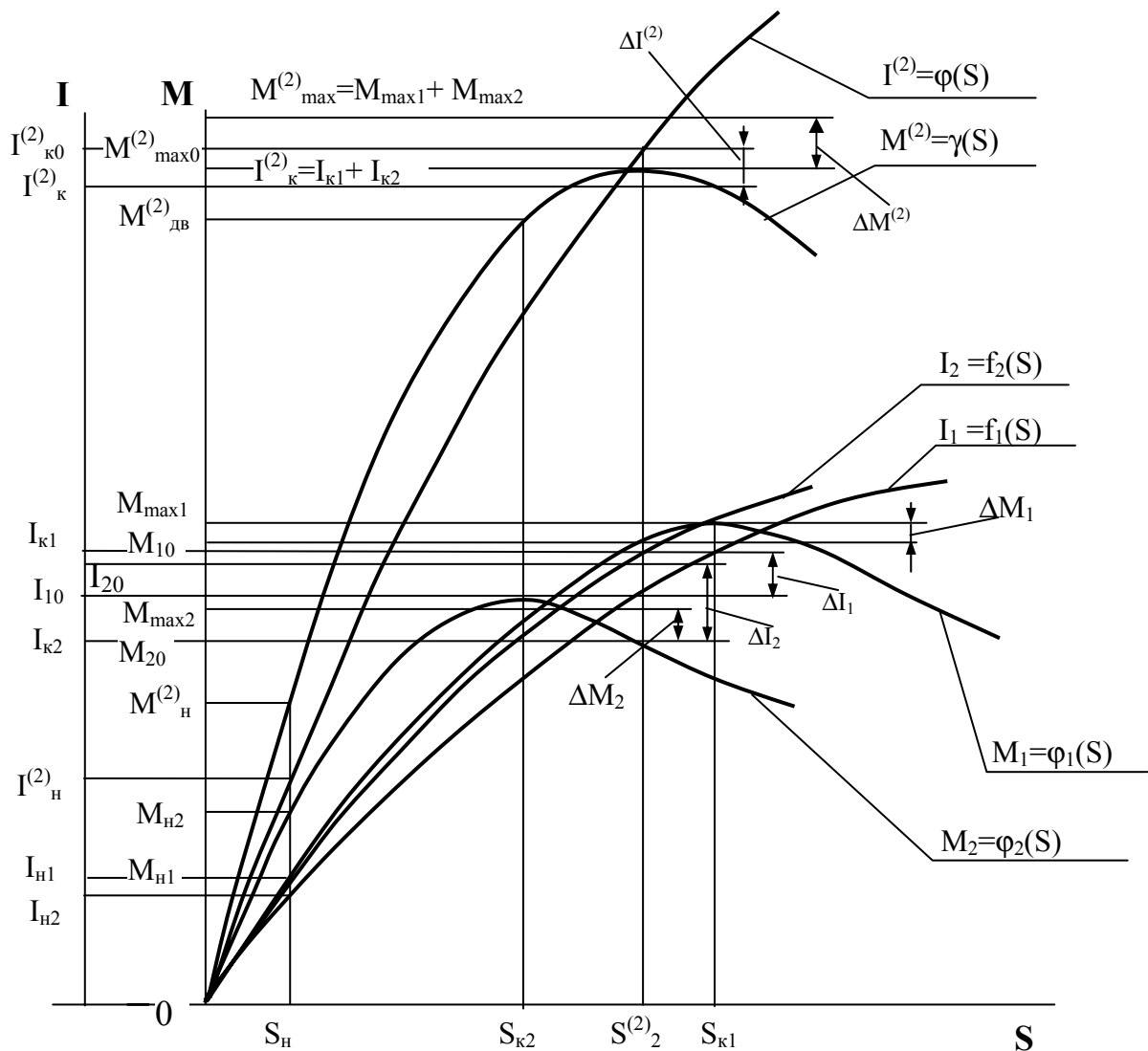


Рис. 15 – Механические и токовые характеристики двигателей

Однако, как для второго, так и первого двигателей имеет место не использование двигателей по моменту на величину ΔM_1 для первого и на величину ΔM_2 для второго двигателя. Кроме того, поскольку работа второго двигателя в течение действия указанной величины

суммарной нагрузки в зоне за критическим скольжением, ток двигателя на величину ΔI_2 больше тока соответствующего его максимальному моменту. Это обуславливает дополнительный нагрев двигателя. Ток первого двигателя на величину ΔI_1 меньше тока соответствующего его максимальному моменту. Поэтому нагрев этого двигателя будет меньше. Следует отметить, что абсолютная величина нагрева двигателей обуславливается абсолютной величиной токов. Поэтому указанные дополнительный и меньший нагрев соответствующего двигателя понимается в сравнении с нагревом их при токах соответствующих максимальным моментам.

Следовательно, при работе двигателей по схеме «на суммирующий вал» с жестко связанными роторами в режиме, когда суммарная нагрузка выше номинальной, и достигает величины, при которой нагрузка двигателя с меньшим критическим скольжением достигает его максимального момента, распределение нагрузки между двигателями в этой зоне не соответствует распределению ее при номинальной нагрузке. В этой зоне работы двигателей нагружен больше тот двигатель, у которого больше величина критического скольжения, в то время, как в зоне номинальной нагрузки этот двигатель менее нагружен.

В случае, когда параметры жестко связанных двигателей таковы, что их статические механические характеристики имеют вид, приведенный на рис. 15, при суммарной нагрузке $M_c^{(2)} \geq M_\delta^{(2)}$ распределение нагрузки в этой зоне сохраняется таким же, как и при номинальной нагрузке. Более нагруженным остается двигатель с большим критическим моментом и меньшим критическим скольжением, т.е. с более жесткой механической характеристикой. Однако, следует отметить, что этот двигатель работает на неустойчивой части механической характеристики: $S \geq S_{k2}$, работа двигателя с большим критическим скольжением происходит на устойчивой его механической характеристики.

Величина средней нагрузки каждого двигателя при работе по схеме «на суммирующий вал» и жестко связанных роторах может быть определена по зависимости

$$M_{\delta i} = M_{\max i} [1 - S_{ki}^{-2} (S - S_{ki})^2], \quad 0 < S \leq S_0. \quad (32)$$

Из изложенного следует: при работе двигателей по схеме «на суммирующий вал» с жестко связанными роторами и нагрузке не

меньше максимального момента двигателя с меньшим критическим скольжением работа его происходит на неустойчивой части механической характеристики, т.е. в зоне $S > S_k$ независимо от соотношения их максимальных моментов. Работа двигателя с большим критическим скольжением происходит на устойчивой части механической характеристики, т.е. в зоне $S < S_k$ и в этом случае. Нагрузка двигателей в этом режиме работы обуславливается соотношением их максимальных моментов. Всегда нагружен больше тот двигатель, у которого больший максимальный момент, а распределение нагрузки между двигателями отличается от распределения ее в режиме работы с номинальной нагрузкой.

При относительно податливой связке роторов двигателей, работающих по схеме «на суммирующий вал», когда жесткость связки соизмерима, например, с жесткостью редуктора привода, хотя двигатели в среднем и будут вращаться с одинаковой скоростью, однако, в этом случае следует учитывать и колебательные процессы, протекающие в связке, и в установившемся режиме работы. Нагрузка двигателей в этом случае должна рассматриваться с учетом колебательных процессов в их связке.

При рассмотрении колебаний роторов двигателей в установившемся режиме работы комбайна в качестве внешнего возмущения могут быть приняты их электромагнитные моменты, величина и характер которых, как показано выше, обуславливаются величиной и характером формирующейся на рабочем органе нагрузкой и параметрами трансмиссии (редуктора) и является случайным процессом.

Система дифференциальных уравнений (математическая модель), описывающих колебания роторов двигателей аналогична системе дифференциальных уравнений (25), в правой части которой будет случайное возмущение с известной спектральной плотностью дисперсии, и имеет вид

$$\begin{cases} J'_{13}\ddot{\gamma}'_{13} + \beta'_1(\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) + c'_1(\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) = -M'_{13} \equiv -M'_{13}(t) \\ J'_{12}\ddot{\gamma}'_{12} - \beta'_1(\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) - c'_1(\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) = M'_{12} \equiv M'_{12}(t) \end{cases}, \quad (33)$$

представляющую систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка со случайной правой частью.

Для периодической составляющей внешнего возмущения систему (33) запишем в виде

$$\begin{cases} J'_{13}\ddot{\gamma}'_{13} + \beta'_1(\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) + c'_1(\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) = M_{13}^a \sin(\lambda t + \theta_{13}) \\ J'_{12}\ddot{\gamma}'_{12} - \beta'_1(\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) - c'_1(\gamma'_{13} - \gamma'_{12}) = M_{12}^a \sin(\lambda t + \theta_{12}), \end{cases} \quad (34)$$

где θ_{13}, θ_{12} - фаза, которую, не нарушая общности задачи, можно положить равной нулю, M_{13}^a, M_{12}^a - амплитуда периодической составляющей нагрузки.

Представляя для установившегося режима работы комбайна решение в виде

$$\begin{aligned} \gamma'_{12} &= C_1 \sin \lambda t + C_2 \cos \lambda t, \\ \gamma'_{13} &= C_3 \sin \lambda t + C_4 \cos \lambda t, \end{aligned} \quad (35)$$

где $C_j, j = \overline{1,4}$ - постоянные интегрирования, определяемые из выражений

$$C_j = \Delta_j / \Delta, \quad j = \overline{1,4}.$$

Здесь

$$\Delta = \begin{vmatrix} -C'_1 & \beta'_1 \lambda & -(J'_{13} \lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1 \lambda \\ -\beta'_1 \lambda & -C'_1 & \beta'_1 \lambda & -(J'_{13} \lambda^2 - C'_1) \\ -(J'_{12} \lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1 \lambda & -C'_1 & \beta'_1 \lambda \\ \beta'_1 \lambda & -(J'_{12} \lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1 \lambda & -C'_1 \end{vmatrix} \neq 0$$

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} M_{13}^a & \beta'_1 \lambda & -(J'_{13} \lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1 \lambda \\ 0 & -C'_1 & \beta'_1 \lambda & -(J'_{13} \lambda^2 - C'_1) \\ M_{12}^a & -\beta'_1 \lambda & -C'_1 & \beta'_1 \lambda \\ 0 & -(J'_{12} \lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1 \lambda & -C'_1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} -C'_1 & M_{13}^a & -(J'_{13}\lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1\lambda \\ -\beta'_1\lambda & 0 & \beta'_1\lambda & -(J'_{13}\lambda^2 - C'_1) \\ -(J'_{12}\lambda^2 - C'_1) & M_{12}^a & -C'_1 & \beta'_1\lambda \\ \beta'_1\lambda & 0 & -\beta'_1\lambda & -C'_1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} -C'_1 & \beta'_1\lambda & M_{13}^a & -\beta'_1\lambda \\ -\beta'_1\lambda & -C'_1 & 0 & -(J'_{13}\lambda^2 - C'_1) \\ -(J'_{12}\lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1\lambda & M_{12}^a & \beta'_1\lambda \\ \beta'_1\lambda & -(J'_{12}\lambda^2 - C'_1) & 0 & -C'_1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} -C'_1 & \beta'_1\lambda & -(J'_{13}\lambda^2 - C'_1) & M_{13}^a \\ -\beta'_1\lambda & -C'_1 & \beta'_1\lambda & 0 \\ -(J'_{12}\lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1\lambda & -C'_1 & M_{12}^a \\ \beta'_1\lambda & -(J'_{12}\lambda^2 - C'_1) & -\beta'_1\lambda & 0 \end{vmatrix}$$

Тогда амплитуда колебания роторов двигателей

$$\gamma_{12}^a = \sqrt{C_1^2 + C_2^2}, \quad \gamma_{13}^a = \sqrt{C_3^2 + C_4^2}$$

и решение системы будет иметь вид

$$\gamma'_{12} = \gamma_{12}^a \sin(\lambda t + \theta'_{12}), \quad \gamma'_{13} = \gamma_{13}^a \sin(\lambda t + \theta'_{13}), \quad (36)$$

где

$$\theta'_{12} = \arctg(C_2 / C_1), \quad \theta'_{13} = \arctg(C_3 / C_4).$$

Дальнейший анализ полученного решения дает возможность установить влияние параметров системы на колебательное движение роторов двигателей. Однако дальнейший анализ полученного решения в представленном виде является довольно громоздким. Для оценки поведения системы обычно достаточно располагать ее час-

тотным спектром, который может с достаточной для инженерных расчетов точностью определяться по упрощенным зависимостям, получаемым из системы однородных дифференциальных уравнений без демпфирования. Для рассматриваемого случая эта система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\begin{cases} J'_{13}\ddot{\gamma}'_{13} + c'_1(\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) = 0 \\ J'_{12}\ddot{\gamma}'_{12} - c'_1(\dot{\gamma}'_{13} - \dot{\gamma}'_{12}) = 0 \end{cases} \quad (37)$$

частотным уравнением для нее будет выражение

$$(J'_{12} + J'_{13})c'_1 = J'_{12}J'_{13}\omega_c^2. \quad (38)$$

Откуда собственная частота связки будет

$$\omega_c = \sqrt{(J'_{12} + J'_{13})c'_1 / (J'_{12}J'_{13})}. \quad (39)$$

Или, зная частоту внешнего возмущения (нагрузки), можно установить жесткость связки двигателей, при которой частота ее собственных колебаний и частота внешнего возмущения будут отличаться на заданную величину,

$$c'_1 = J'_{12}J'_{13}(J'_{12} + J'_{13})^{-1}k^2\lambda^2, \quad k = \omega_c\lambda^{-1}.$$

В частном случае, для однотипных двигателей эта зависимость примет вид

$$c'_1 = 0,5J_p k^2\lambda^2, \quad J_p = J'_{12} + J'_{13}.$$

Например, для двигателей типа ЭКВ3,5-75У5, момент инерции которых составляет 4,1 Нм² при частоте внешнего возмущения (нагрузки) 3 Гц для того, чтобы частота собственных колебаний связки отличалась от частоты внешнего возмущения на порядок (в 10 раз), коэффициент жесткости связки должен быть 7277 Нм/рад. Для двигателей комбайна типа К-103 коэффициент жесткости связки роторов составляет 17180 Нм/рад.

В общем случае величину моментов двигателей привода исполнительного органа комбайна можно характеризовать передаточной и амплитудно-частотной функциями [10], выражения для которых имеют вид

$$q(\lambda) = [(T_\delta^{(2)})^2\lambda^2 + 2T_\delta^{(2)}\xi\lambda + 1]^{-1}, \quad (40)$$

$$\mu(\lambda) = \{[1 - (T_\delta^{(2)})^2\lambda^2]^2 + 4\xi^2(T_\delta^{(2)})^2\lambda^2\}^{-1/2},$$

где

$$T_{\delta}^{(2)} = [1/2(J'_{12} + J'_{13})/(p_n M_{\max}^{(2)})]^{1/2},$$

$$\xi = 1/2\lambda S_{\kappa}^{(2)} [1/2(J'_{12} + J'_{13})/(p_n M_{\max}^{(2)})]^{1/2}.$$

При работе двигателей по схеме «на индивидуальный вал» или при однодвигательном приводе

$$\bar{q}(\lambda) = [T_{\delta}^2 \lambda^2 + 2T_{\delta} \xi_1 \lambda + 1]^{-1}, \quad (41)$$

$$\bar{\mu}(\lambda) = [(1 - T_{\delta}^2 \lambda^2)^2 + 4\xi_1^2 T_{\delta}^2 \lambda^2]^{-1/2},$$

где

$$T_{\delta}^{(2)} = (1/2J_1 / (p_n M_{\max}))^{1/2},$$

$$\xi_1 = 1/2\lambda S_{\kappa} [1/2(J'_1) / (p_n M_{\max})]^{1/2}.$$

Диссипативная характеристика привода

Причины, обуславливающие рассеяние энергии при колебаниях механических систем, условно разделяют на две группы – *внешние* и *внутренние* [8].

К *внешним* причинам относятся трение элементов о среду, в которой происходят колебания. Применительно к приводу исполнительного органа очистных комбайнов к этой группе следует отнести:

- трение рабочих органов о разрушаемый пласт и выгружаемый ими же разрушенный уголь, который находится в напряженном состоянии. Величина напряженного состояния выгружаемого угля в интенсивных режимах работы комбайна достигает 120 кПа [3];
- трение элементов привода о масло масляных ванн, перемешивание масла

и др.

К *внутренним* причинам следует отнести:

- внутреннее трение в материале элементов привода;
- *трение в узлах элементов привода, так называемое конструкционное демпфирование.*

Рассматриваемая система является электромеханической. Поэтому в ней, кроме указанных выше причин, обуславливающих рассеяние энергии, имеет место рассеяние энергии и в электрической ее

части, т.е. в двигателе или двигателях при многодвигательном приводе.

Определение демпфирования таких электромеханических систем представляет значительные трудности. Аналитических методов исследования демпфирования рассматриваемой системы, насколько нам известно, не существует, отсутствуют и рекомендации и методики экспериментального их определения [5].

В связи с этим на кафедре горных машин Донецкого национального технического университета (б. Донецкого политехнического института) с участием автора этой работы была разработана методика оценки демпфирования привода исполнительного органа с учетом демпфирования электродвигателя, механической части привода (редуктора) и напряженного состояния выгружаемого угля [3, 5].

1. Диссипативная характеристика электродвигателя определялась расчетным путем по осциллограммам свободных (затухающих) колебаний его мгновенной мощности P_d и скольжения S_d натурального образца двигателя, соединенного с приводом, после импульсной нагрузки [14], рис. 16, полагая, что двигатель после переходного процесса, представляет собой линейную динамическую систему второго порядка.

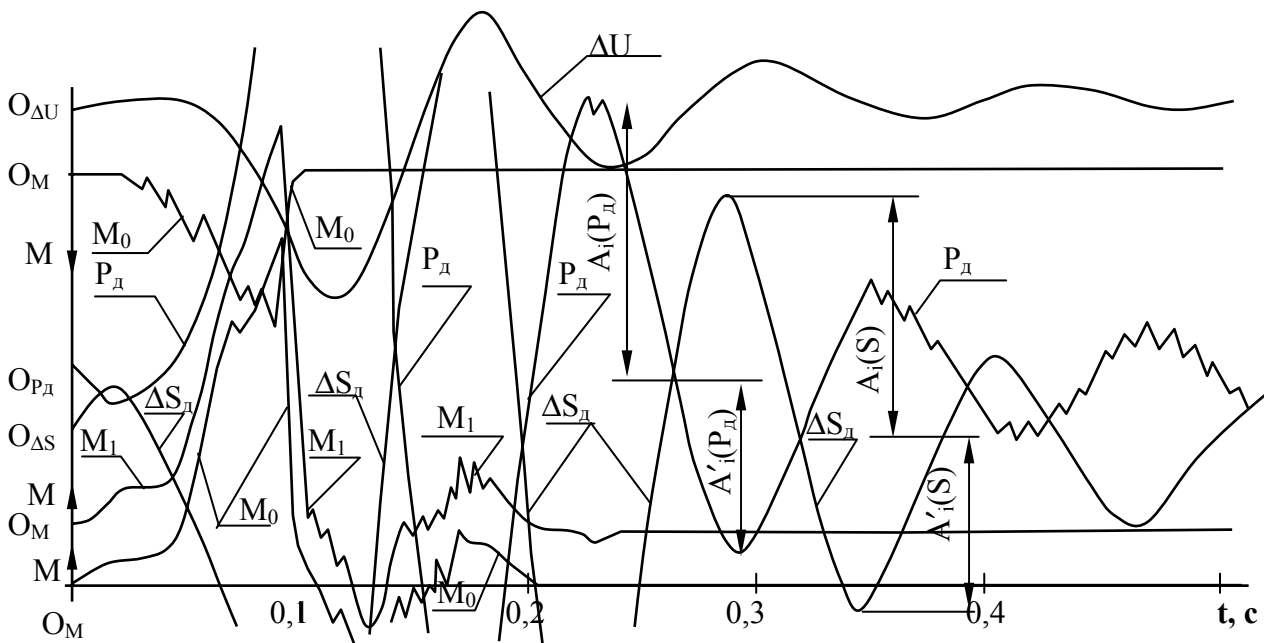


Рис. 16 – Фрагмент осциллограммы мгновенной мощности, скольжения, отклонения напряжения и моментов двигателя комбайна типа 1К-101 и импульсной (ударной) нагрузке шнека

Из приведенного на рис. 16 фрагмента осциллограммы видно, что форма импульса нагрузки близка к треугольной, длительность ее

действия примерно 0,06 с. Примерно через 0,1 с после импульса нагрузки колебания в трансмиссии (редукторе) привода заканчиваются и начиная с этого момента колебания мгновенной мощности P_δ и скольжения S_δ двигателя характеризуют колебания его ротора с присоединенными к нему элементами трансмиссии и шнеков, как одного целого, относительно электромагнитного поля статора. Поскольку колебания в трансмиссии (редукторе) отсутствуют, рассеяние энергии, обусловленное внутренним трением в материале, можно считать равным нулю.

Тогда дифференциальное уравнение, описывающее колебательное движение привода имеет вид

$$J_1 \ddot{\gamma}_1 + \beta_1 \dot{\gamma}_1 + c_1 \gamma_1 = 0. \quad (42)$$

Или, поскольку $J_1 \neq 0$,

$$\ddot{\gamma}_1 + 2n_\delta \dot{\gamma}_1 + \omega_\delta^2 \gamma_1 = 0, \quad (43)$$

где

$$2n_\delta = \beta_1 / J_1; \quad \omega_\delta^2 = c_1 / J_1.$$

Решением этого уравнения является выражение вида

$$\gamma_1 = e^{-n_\delta t} (M \sin \lambda_\delta t + N \cos \lambda_\delta t), \quad (44)$$

где M, N – постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий,

$$\lambda_\delta = \sqrt{\omega_\delta^2 - n_\delta^2}.$$

Тогда

$$\delta = n_\delta / T \cong \ln(A_i / A_{i+1}), \quad (45)$$

где T – период колебания, A_i – амплитуда колебания.

Относительная величина, аналогичная вязкому трению, характеризующая рассеивающую способность двигателя,

$$\beta_\delta \equiv \beta_1 = n_\delta / \lambda_\delta, \quad (46)$$

где n_δ – рассеивающая способность двигателя, определяемая по логарифмическому декременту колебаний, λ_δ – частота колебаний двигателя.

Данные обработки результатов экспериментальных исследований, табл. 3 [5], свидетельствуют о том, что затухание электромагнитных процессов в двигателе происходит быстрее (в среднем на 12

%) затухания механических колебаний его ротора при относительно больших скоростях их протекания.

Таблица 3 - Экспериментальные данные демпфирования двигателя типа ЭДКО4-2МУ5

Пленка	δ_{cp}	T, с	$\lambda_{\partial}, c^{-1}$	n_{∂}	β_{∂}
<i>По мгновенной мощности</i>					
	1,04	0,117	53,7	8,88	0,165
8	0,93	0,121	52,0	7,70	0,148
9	1,02	0,122	51,5	8,35	0,162
<i>В среднем</i>	1,00	0,12	52,4	8,31	0,158
<i>По скольжению</i>					
7	0,88	0,129	48,7	6,82	0,140
8	0,79	0,117	53,7	6,73	0,125
9	0,95	0,115	54,6	8,25	0,151
<i>В среднем</i>	0,87	0,12	52,3	7,27	0,139

Оценка демпфирующей способности двигателя может быть произведена с помощью так называемого коэффициента поглощения [5]

$$\psi_{\partial} = 2\pi\omega_c S_{\kappa} \lambda^{-1}, \quad (47)$$

где ω_c – частота сети.

Откуда следует, что коэффициент поглощения двигателя является линейной функцией его критического скольжения – с повышением критического скольжения коэффициент поглощения двигателя, а следовательно, и его демпфирующая способность увеличиваются, и обратно пропорциональна частоте нагрузки. Физически это означает, что с увеличением частоты нагрузки роль демпфирующей способности двигателя в общем балансе рассеяния энергии системой уменьшается.

Эти положения важны для рассматриваемых комбайнов. Это обусловлено тем, что двигатели приводов имеют повышенные критические скольжения – скольжение двигателя типа ЭКВ3,5-125У5 составляет 30 %. Это увеличивает их демпфирующую способность. Увеличение жесткости привода – жесткость привода комбайна типа КА-80 в 3,1 раза больше жесткости привода комбайна типа К-103 – обуславливает увеличение частоты собственных колебаний и умень-

шает роль демпфирующей способности двигателя на частотах его собственных колебаний.

Эти положения также важны и при питании двигателей комбайна от нежесткой шахтной сети. Экспериментально установлено [5], что при снижении напряжения питания критическое скольжение двигателя уменьшается. По данным шахтным исследований критическое скольжение двигателя типа ЭДКО4-2МУ5 уменьшилось на 30 % (от 0,15 до 0,10). Согласно [5], уменьшение критического скольжения двигателя при питании его от нежесткой сети тем больше, чем больше критическое скольжение при номинальном напряжении.

Изменение демпфирующей способности двигателя в общем случае может быть оценено по выражению

$$\Delta\psi_{\partial} = 1 + \frac{k_{sM}\Delta M_{\max} - k_{sU}\Delta U}{S_k}, \quad (48)$$

где k_{sM}, k_{sU} - градиенты критического скольжения, соответственно, по максимальному (критическому) моменту и напряжению, $\Delta M_{\max}, \Delta U$ - изменение, соответственно, максимального момента двигателя и напряжения на его клеммах.

2. *Диссипативная характеристика редуктора привода* определялась расчетным путем как разность между диссипативными параметрами привода и электродвигателя на соответствующих или близких частотах колебаний [5]. Диссипативная характеристика привода определялась по осциллограммам затухающих колебаний упругих моментов участков редуктора (трансмиссий) при набрасывании нагрузки в условиях, в которых проявляются практически все виды сопротивления, обуславливающего рассеяние энергии.

Наиболее достоверными являются данные, полученные по осциллограммам указанных величин и работе комбайна в шахтных условиях. Опыты по получению таких осциллограмм сводились к набрасыванию нагрузки на комбайн до опрокидывания двигателя и непродолжительного (до окончания затухания колебаний) удержания двигателя в опрокинутом состоянии.

Средняя величина коэффициента, аналогичного вязкому трению и характеризующего рассеяние энергии системой β_y , по данным шахтных исследований работы комбайна типа 1К-101, изменяется от 0,262 до 0,377 при средних значениях частоты колебания привода 34,2-53,7 с⁻¹, табл. 4. Разброс значений этого коэффициента обусловлен, вероятно, различными условиями фиксирования шнеков при оп-

рокидывании двигателя. Из данных табл. 4 также следует, что с увеличением длины валопровода привода его рассеивающая способность увеличивается. Рассеивающая способность привода дальнего от двигателя шнека почти на 44 % (0,377 против 0,262) выше рассеивающей способности привода ближнего от двигателя шнека.

Таблица 4 - Данные обработки экспериментальных исследований демпфирующей способности привода исполнительного органа комбайна типа 1К-101 (шахтные исследования)

Пленка, кадр	Момент			Схема работы комбайна	П а р а м е т р ы			
	M_1	M_2	M_3		λ, c^{-1}	δ_{cp}	n_y	β_y
10с-11	+	-	-	1К-101	45,6	1,48	10,9	0,236
11с-1	+	-	-	1К-101	79,4	1,72	21,8	0,274
12с-9	+	-	-	1К-101	41,9	1,45	9,7	0,232
12н-1	+	-	-	1К-101	44,8	2,26	16,1	0,358
15с-8	+	-	-	2К-52	78,5	1,62	20,1	0,256
19с-1	+	-	-	2К-52	31,4	1,96	9,8	0,312
В среднем					53,7	1,75	14,7	0,278
3н-4	-	+	-	2К-52	57,1	1,82	16,5	0,290
3н-6	-	+	-	2К-52	62,8	1,71	17,1	0,272
4н-4	-	+	-	1К-101	52,3	1,47	12,3	0,235
4н-9	-	+	-	1К-101	52,3	1,58	13,2	0,252
5с-14	-	+	-	1К-101	41,9	1,66	11,2	0,264
В среднем					53,3	1,65	14,1	0,262
1с-6	-	-	+	1К-101	31,4	1,44	7,2	0,230
1с-9	-	-	+	1К-101	31,4	1,47	7,3	0,234
7н-4	-	-	+	1К-101	34,8	2,44	13,6	0,390
7н-7	-	-	+	1К-101	31,4	3,50	17,5	0,577
12н-1	-	-	+	1К-101	41,9	2,86	20,4	0,455
В среднем					34,2	2,35	13,2	0,377

Тогда рассеивающая способность механической части привода (редуктора) для равных или близких частот

$$\beta_p = \beta_y - \beta_0$$

и для первой собственной частоты его колебания комбайна типа 1К-101 характеризуется коэффициентом, аналогичным вязкому сопротивлению, 0,12-0,24.

Рассеяние энергии приводом исполнительного органа на высших частотах его колебания определялось аналогичным образом по осциллограммам упругих моментов в таких режимах работы комбайна, при которых к нормально нагруженной системе «прикладывался» импульс нагрузки, обусловленной встречей рабочего органа с твердым включением, например, с колчеданом.

Из данных табл. 5 следует: рассеяние энергии приводом исполнительного органа комбайна типа 1К-101 на высших частотах колебания значительно (в среднем до 5 раз) меньше рассеяния энергии на первой его собственной частоте колебания. Это обусловлено, с одной стороны, снижением доли электродвигателя в рассеивании энергии приводом с повышением частоты колебания, с другой, – нелинейной зависимостью различных по природе сил неупругого сопротивления от скорости [5].

Таблица 5 - Данные обработки экспериментальных исследований демпфирующей способности привода исполнительного органа комбайна типа 1К-101 на высших частотах его колебаний (шахтные исследования)

Пленка, кадр	Момент			Схема работы комбайна	П а р а м е т р ы			
	M_1	M_2	M_3		λ, c^{-1}	δ_{cp}	n_y	β_y
16с-1	+	-	-	2К-52	125,6	0,57	11,4	0,09
10с-11	+	-	-	1К-101	94,2	0,60	9,0	0,10
12н-2	+	-	-	1К-101	96,7	0,57	8,8	0,09
В среднем					105,5	0,58	9,7	0,09
4н-4	-	+	-	1К-101	125,6	0,43	8,7	0,07
4н-2	-	+	-	1К-101	131,9	0,40	8,5	0,06
4н-5	-	+	-	1К-101	125,6	0,57	11,5	0,09
5с-13	-	+	-	1К-101	125,5	0,31	6,2	0,05
В среднем					127,2	0,43	8,7	0,07
3с-2	-	-	+	1К-101	94,2	0,40	5,9	0,06
3с-7	-	-	+	1К-101	101,1	0,67	10,8	0,10
12н-2	-	-	+	1К-101	104,9	0,65	10,9	0,10
11н-6	-	-	+	1К-101	104,9	0,57	9,5	0,09
11н-5	-	-	+	1К-101	104,9	0,62	10,4	0,10
7н-7	-	-	+	1К-101	101,1	0,86	13,9	0,14
В среднем					101,6	0,63	10,2	0,10

Для рассеяния энергии и на высших частотах сохраняется та же закономерность, что и для рассеяния энергии на низших частотах – с увеличением длины валопровода привода его рассеивающая способность увеличивается. Для редуктора привода исполнительного органа комбайна типа 1К-101 это увеличение составляет почти 43 % (с 0,07 до 0,10).

3. Диссипативная характеристика рабочего органа, вращающегося в напряженной среде выгружаемого угля, определялась расчетным путем по осциллограммам затухающих колебаний момента на валу шнека. При этом набрасывании нагрузки производилось импульсно в режиме нормальной его работы по выгрузке угля на полномасштабном стенде [3]. Импульс нагрузки на шнек осуществлялся путем отрыва приваренного к нему штыря при ударе последнего о подведенную балку в установившемся режиме по погрузке угля.

После удара и отрыва штыря работа комбайна по погрузке угля в том же режиме продолжалась в течение 10-15 с, т.е. до затухания колебаний упругого момента, обусловленного импульсом нагрузки, рис. 17.

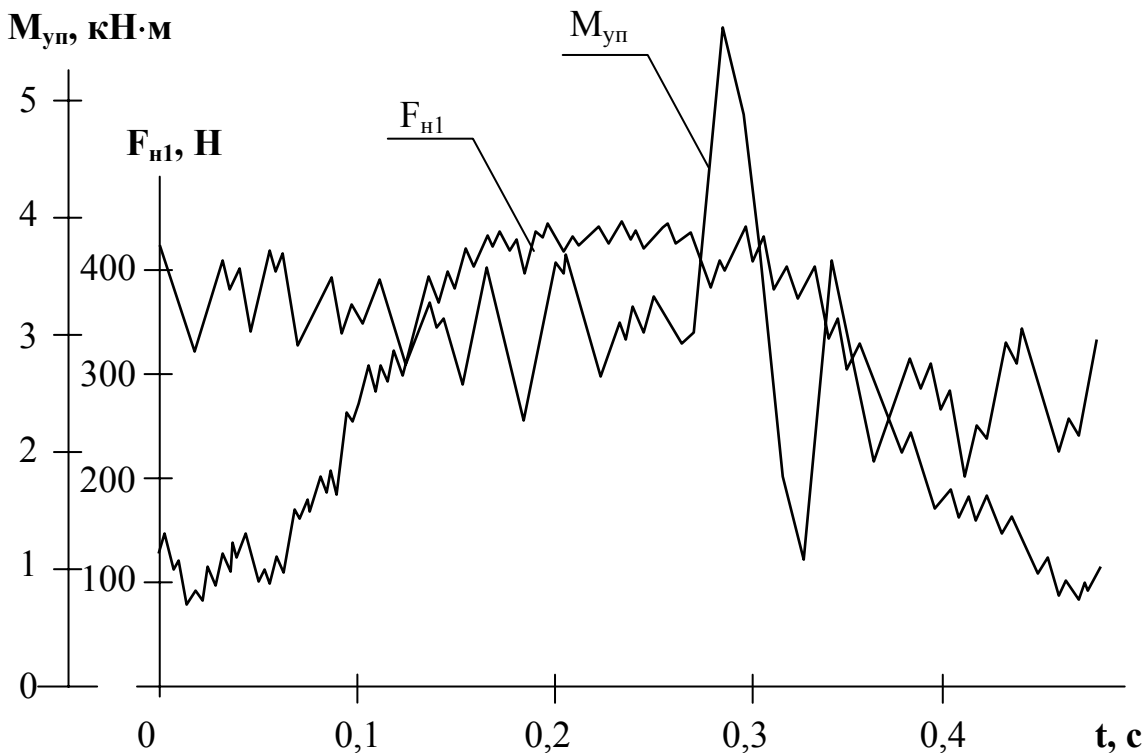


Рис. 17 – Фрагмент осциллограммы рабочего процесса погрузки угля шнеком и импульсной его нагрузки

Выгружаемый исполнительным органом комбайна уголь находится в напряженном состоянии. Величина давления угля на лопасть шнека в интенсивных режимах работы комбайна достигает 120 кПа [3].

Установлено, что выгружаемый рабочим органом уголь находится в напряженном состоянии и обладает упругопластическим свойством – при достижении определенной величины давления и дальнейшем его сжатии давление стабилизируется. Об этом свидетельствуют фрагментосциллограммы процесса выгрузки угля шнеком комбайна типа К-103, приведенный на рис. 18. В давлении угля на лопасть шнека явно выделяется три зоны – зона нарастания, зона постоянного давления и зона снижения давления.

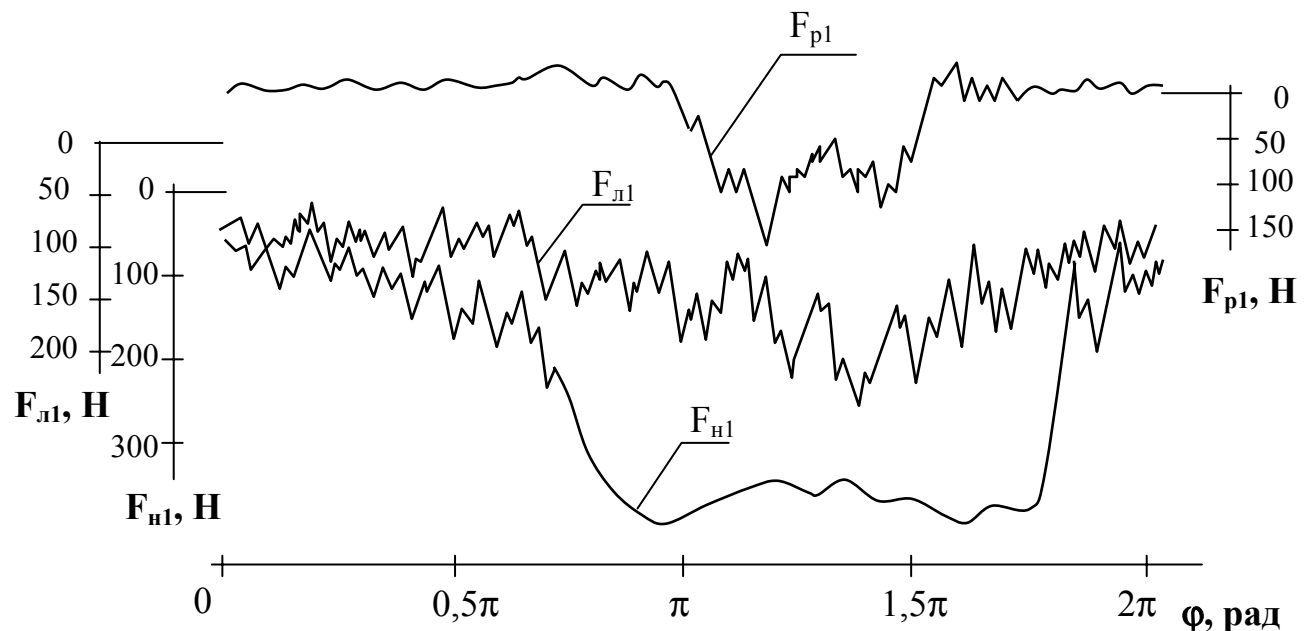


Рис. 18 – Фрагмент осциллограммы погрузки угля шнеком:
 $F_{н1}$ – нормальная, $F_{р1}$ – радиальная, $F_{л1}$ – касательная
 составляющие давления угля на лопасть

Тогда дифференциальное уравнение колебания шнека, находящегося в напряженной среде выгружаемого им же угля и обладающего упругопластическим свойством запишется в виде:

– для нарастающей зоны давления

$$(J_1 + j_1 m_y) \ddot{\gamma}_1 + (\beta_1 + j_1 \beta_y) \dot{\gamma}_1 + (c_1 + j_1 c_y) \gamma_1 = -(C'_1 - j_1 C_y) \gamma_0, \quad (49)$$

– для зоны постоянного давления

$$J_1 \ddot{\gamma}_1 + \beta_1 \dot{\gamma}_1 + c_1 \gamma_1 = -(C_1 - N) \gamma_0, \quad (50)$$

– для зоны снижения давления

$$(J_1 - j_1 m_y) \dot{\gamma}_1 + (\beta_1 - j_1 \beta_y) \dot{\gamma}_1 + (c_1 - j_1 c_y) \gamma_1 = -(C'_1 - j_1 C_y) \gamma_0, \quad (51)$$

где

$$j_1 = 0,25 f_{\text{л}} D_{\text{ср}}^2 \cos^{-1} \rho \sin^2 \alpha_{\text{л}},$$

β_y, c_y - величины, характеризующие соответственно рассеяние энергии и жесткость угля, находящегося в рабочем объеме шнека, m_y - масса угля, N - постоянная, обусловленная постоянной величиной давления угля на лопасть.

Учитывая, что $J_1 \gg j_1 m_y$ и, положив $\gamma_0 = 0$, запишем приведенные выше дифференциальные уравнения в стандартной форме:

– для нарастающей зоны давления

$$\ddot{\gamma}_1 + 2n_{cy} \dot{\gamma}_1 + \omega_{cy}^2 \gamma_1 = 0, \quad (52)$$

– для зоны постоянного давления

$$\ddot{\gamma}_1 + 2n'_{cy} \dot{\gamma}_1 + \omega'^2_{cy} \gamma_1 = 0, \quad (53)$$

– для зоны снижения давления

$$\ddot{\gamma}_1 + 2n''_{cy} \dot{\gamma}_1 + \omega''^2_{cy} \gamma_1 = 0, \quad (54)$$

где

$$n_{cy} = 0,5(\beta_1 + j\beta_y) / J_1, \quad n'_{cy} = 0,5\beta_1 / J_1, \quad n''_{cy} = 0,5(\beta_1 - j\beta_y) / J_1,$$

$$\omega_{cy}^2 = (\beta_1 + j\beta_y) / J_1, \quad \omega'^2_{cy} = \beta_1 / J_1, \quad \omega''^2_{cy} = (\beta_1 - j\beta_y) / J_1.$$

Решением полученных дифференциальных уравнений при $\omega_{cy} > n_{cy}$, $\omega'_{cy} > n'_{cy}$, $\omega''_{cy} > n''_{cy}$ будут выражения:

– для нарастающей зоны давления

$$\gamma_1 = e^{-n_{cy}t} (k_1 \sin \varphi_1 t + k_2 \cos \varphi_1 t), \quad (55)$$

– для зоны постоянного давления

$$\gamma_1 = e^{-n'_{cy}t} (k'_1 \sin \varphi'_1 t + k'_2 \cos \varphi'_1 t), \quad (56)$$

– для зоны снижения давления

$$\gamma_1 = e^{-n''_{cy}t} (k_1'' \sin \varphi_1''t + k_2'' \cos \varphi_1''t), \quad (57)$$

которые аналогичны между собою по виду и отличаются только величиной коэффициентов при производной угла поворота и угла поворота, а следовательно, величиной $\varphi_1, \varphi_1', \varphi_1''$, и величиной постоянных интегрирования $k_1, k_2, k_1', k_2', k_1'', k_2''$ и могут быть представлены одним выражением вида

$$\gamma_1 = e^{-n_{cy}t} (k_1 \sin \varphi_1t + k_2 \cos \varphi_1t). \quad (58)$$

Откуда следует, что колебания рабочего органа во всех зонах давления – затухающие. При этом скорость или интенсивность затухания колебаний в нарастающей зоне давления максимальная из-за максимальной величины n_{cy} , в зоне снижения давления интенсивность затухания колебаний минимальная из-за минимальной величины n''_{cy} .

Кроме того, поскольку момент инерции рабочего органа (шнека) комбайна значительно меньше момента инерции ротора двигателя или двигателей, а жесткость редуктора (трансмиссии) велика, демпфирование колебаний системы будет происходить на высших частотах – на частотах колебаний близких к частотам собственных колебаний привода. Для изучения характера затухания и установления величины коэффициентов, характеризующих затухание колебаний, достаточно иметь осциллограммы упругого момента на валу рабочего органа – шнека или барабана.

Из данных таблицы 6, следует, что безразмерный коэффициент демпфирования (аналог вязкого сопротивления) привода при наличии напряженного состояния выгружаемого шнеком угля в среднем на 48% больше безразмерного коэффициента демпфирования привода при практическом отсутствии напряженного состояния выгружаемого угля.

Напряженное состояние выгружаемого угля обуславливает дополнительное измельчение выгружаемого угля. Поэтому повышение напряженности угля с целью увеличения демпфирования колебаний привода по высокой частоте является нецелесообразным, с одной стороны. С другой, снижение неравномерности высокочастотной составляющей нагрузки обуславливает повышение изгибной усталости элементов трансмиссии, т.е. увеличивает долговечность или ресурс элементов конструкции привода исполнительного органа. Так, на-

пример, снижение неравномерности высокочастотной составляющей нагрузки на 10 % дает возможность повысить изгибную усталость детали на 35 %.

Поэтому целесообразно, не повышая величину напряженного состояния выгружаемого угля, величина которого обуславливается рядом трудно управляемых факторов, более рационально использовать его для снижения неравномерности высокочастотной составляющей нагрузки. Кроме того, устройства, позволяющие повысить демпфирующую способность органа, вращающегося в напряженной среде выгружаемого угля, должны быть конструктивно просты и надежны.

Таблица 6 - Данные статистической обработки осциллограмм упругих моментов на валу шнека комбайна типа К-103 при выгрузке угля в нормальном режиме и импульсном набрасывании нагрузки

Пленка, кадр	Нагрузка, Нм		λ, c^{-1}	δ	n_{cy}	β_{cy}
	средняя	импульса				
<i>Частота вращения шнека 80 мин⁻¹</i>						
К-103У-1а	3000	5400	125,6	0,792	15,83	0,090
К-103У-2а	2200	4680	125,6	0,620	12,34	0,070
К-103У-7а	2500	4620	147,0	0,610	14,25	0,081
К-103У-8а	3750	5040	142,7	0,950	21,80	0,124
К-103У-10а	3150	5400	125,6	1,090	21,97	0,125
К-103У-12а	2000	4580	149,5	0,640	15,14	0,086
<i>В среднем</i>	2767	4953	136,0	0,784	16,89	0,096
<i>Частота вращения шнека 94 мин⁻¹</i>						
К-103У-18а	3000	5220	115,9	0,693	12,80	0,073
К-103У-2а	3000	5900	114,6	1,038	19,15	1,109
К-103У-21	2400	5600	108,3	1,185	20,44	0,116
К-103У-22	3000	5520	108,3	1,240	21,46	0,122
К-103У-23	2900	5550	123,1	0,693	13,59	0,077
<i>В среднем</i>	2860	5558	114,0	0,970	17,50	0,100
<i>Частота вращения шнека 120 мин⁻¹</i>						
К-103У-13	2500	5160	112,1	1,058	18,89	0,107
К-103У-14	2550	5700	112,1	1,360	24,28	0,138
К-103У-15	2000	5520	120,8	1,030	19,80	0,113
К-103У-16	2100	4380	104,7	0,826	13,76	0,131
<i>В среднем</i>	2287	5190	112,4	1,070	19,20	0,122

Автором предложено оребрение лопастей шнека в зоне наибольшего давления угля на лопасть. Эта зона, как показано в [3], находится в зоне разгрузочного торца шнека, рис. 18.

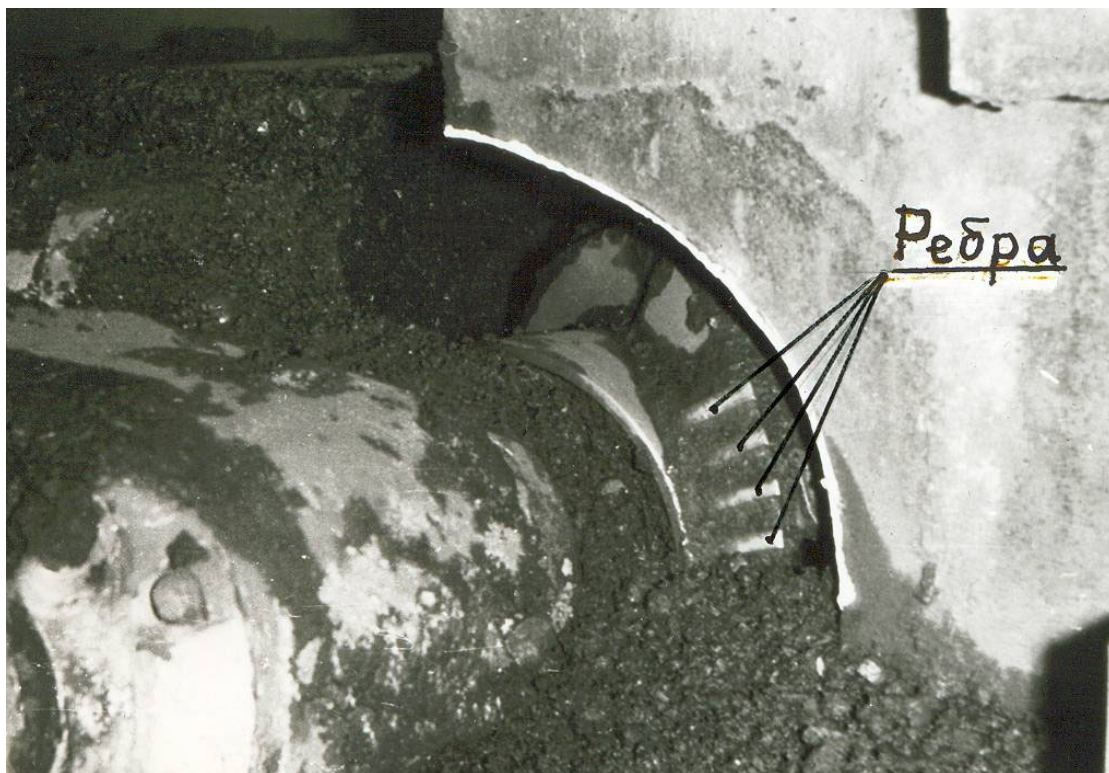


Рис. 18 – Вид шнека с оребренной лопастью

Правильность предложенного способа снижения неравномерности высокочастотной составляющей нагрузки (момента сил сопротивления в валопроводе привода) подтверждается результатами специальных тензометрических исследований погрузки угля шнеком с оребренными лопастями в зоне, прилегающей к его разгрузочному торцу, рис. 19, и полученными числовыми значениями ее снижения, табл. 7.

$M_{уп}$, кН·м

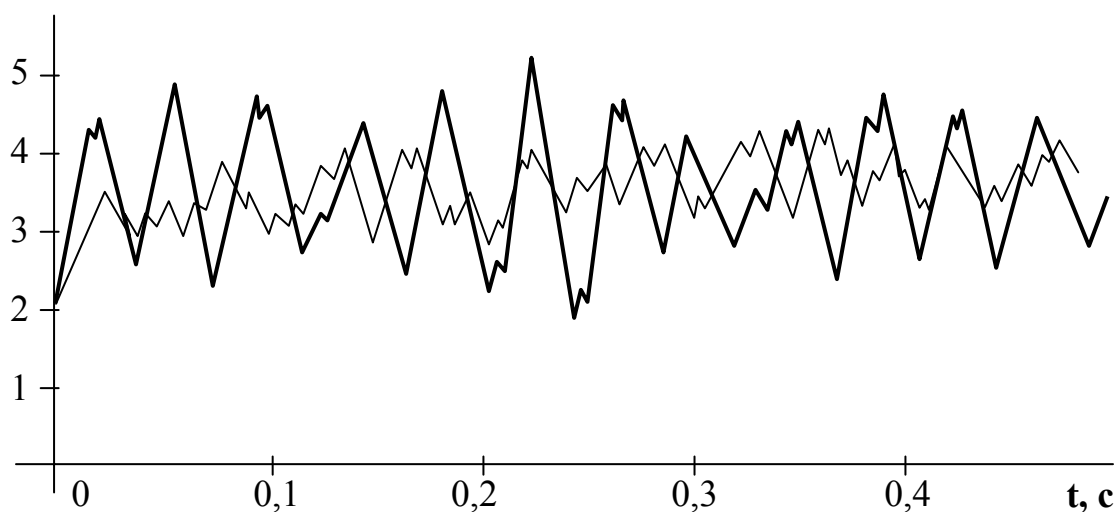


Рис. 19 – Совмещенные фрагменты осциллограмм момента сил сопротивления при погрузке угля шнеком без оребренных (жирная линия) и с оребренными лопастями

Таблица 7 - Данные обработки осциллограмм упругих моментов на валу шнека при погрузке угля

Пленка, кадр	V_n , м/мин	$M_{уп}$, Н·м	λ_c , с ⁻¹	$\sigma_{Mуп}$, Н·м	P_n , кПа
<i>Неоребренные участки лопастей</i>					
К-103-Э10	3,0	3220	176	890	86
К-103-4Да	4,3	4160	176	1203	93
<i>В среднем</i>	3,65	3690	176	1056,5	89,5
<i>Оребренные участки лопастей</i>					
К-103-У-7А	2,5	3000	176	554	82
К-103-У-5А	3,9	3810	176	486	86
<i>В среднем</i>	3,2	3405	176	520	84

Из приведенных в табл. 7 данных обработки процесса погрузки угля следует: среднеквадратичное отклонение высокочастотной составляющей момента сил сопротивления на валу шнека практически при одинаковом нормальном давлении угля на шнек уменьшается в среднем 2 раза (с 1046 до 520 Н·м) при погрузке угля шнеком с оребренной частью лопастей.

Таким образом, на основании изложенного выше материала и полученных данных можно сделать следующее заключение:

1. Диссипативные свойства двигателей очистных комбайнов для тонких пластов повышены. Это обусловлено повышенной величиной критического скольжения этих типов двигателей.
2. Влияние диссипативных свойств двигателя или двигателей на демпфирующую способность привода зависит от частоты его колебаний – с повышением частоты колебаний привода влияние демпфирующей способности двигателя или двигателей на его демпфирующую способность уменьшается.
3. Диссипативные свойства редуктора (трансмиссии) привода исполнительного органа комбайнов для тонких пластов примерно такие же, как и диссипативные свойства редукторов приводов исполнительных органов очистных комбайнов для пластов средней и выше мощности.
4. Напряженное состояние выгружаемого исполнительным органом комбайна угля обуславливает повышенные значения диссипативной характеристики привода.

Устойчивый момент привода

Значительная перегрузочная способность, повторно - кратковременный режим работы двигателей очистных комбайнов обеспечивает возможность им преодолевать сопротивления, средняя величина моментов которых выше длительно действующих или номинальных моментов. Для характеристики этого режима работы введено понятие *устойчивого момента* [21].

Под *устойчивым моментом* двигателя будем понимать средний момент, численно равный тому наибольшему математическому ожиданию момента сил сопротивления, приведенного к валу двигателя с учетом динамических параметров привода исполнительного органа и неравномерности нагрузки, при которых еще возможна устойчивая без опрокидывания работа двигателя.

Тогда по определению и учетом спектрального состава нагрузки, значительно (почти на порядок) отличающихся между собой по частоте ее низко – и высокочастотные составляющие, и того, что $k_{\partial}(\lambda)|_{\lambda=\lambda_{нч}} \cong 1$, и обозначив $k_{\partial}(\lambda)|_{\lambda>\lambda_{нч}}$ через k_{∂} , аналитическое выражение устойчивого момента двигателя примет вид

$$M_y = \frac{k_{\partial n} k_{yn}}{k_{нч} (1 + k_{\partial} k_{вч})} M_{\phi.max}, \quad (59)$$

где $k_{\partial n}, k_{yn}$ - коэффициенты, учитывающие, соответственно, динамическую перегрузку и характер управления комбайном – ручной или автоматический.

Для асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором, в том числе и двигателей, используемых в качестве приводных для исполнительного органа машины – двигателей типа ЭДКО, ЭКВ максимальный момент, развиваемый двигателем в условиях питания его от реальной шахтной сети $M_{\phi.max}$, представим в виде

$$M_{\phi.max} = M_{max} \left(1 - \frac{\Delta U}{U_n} \right)^2, \quad (60)$$

где M_{max} – максимальный (каталожный) момент двигателя, т.е. максимальный момент двигателя при номинальном напряжении на его клеммах, ΔU и U_n – соответственно падения напряжения и номинальная величина напряжения питания двигателя.

Падение напряжения при питании двигателя от шахтной сети, согласно схеме его замещения, рис. 20, представим в виде

$$\Delta U = I_c Z_c \equiv I_c \sqrt{(R_{mp} + r_k L_k + R_d)^2 + (X_{mp} + x_k L_k + X_d)^2}, \quad (61)$$

где I_c – ток сети или, что то же, ток нагрузки двигателя, индексы «*mp*», «*k*», «*d*» обозначают соответствующий параметр трансформатора, кабеля, двигателя, R , X , r , x , L - соответственно активное, индуктивное, удельное активное, индуктивное сопротивления, L – приведенная длина питающего кабеля.

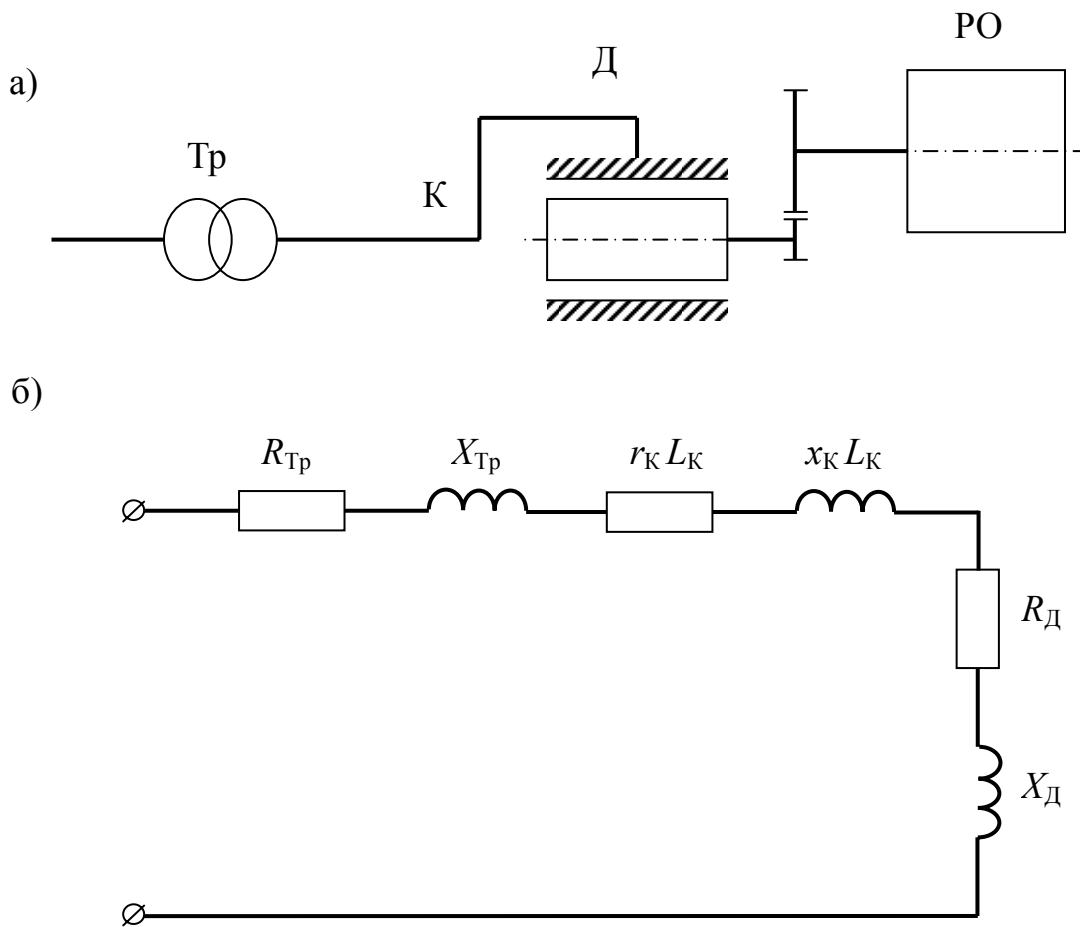


Рис. 20 – Схемы: включения двигателя в шахтную сеть а) и его замещения б)

Тогда $M_{\phi.max}$ с учетом зависимости (61) выразим через напряжения трансформатора

$$M_{\phi.max} = \frac{1/3U_{mp}^2 M_{max}}{I_c^2 [(R_{mp} + r_k L_k + R_d)^2 + (X_{mp} + x_k L_k + X_d)^2]}, \quad (62)$$

где U_{mp} – напряжение на вторичной обмотке трансформатора, напряжение питания.

Из полученного выражения следует, что для повышения $M_{\phi.max}$ - максимального момента двигателя при питании его от реальной шахтной сети необходимо:

1. Повышать напряжение питания двигателя, т.е. напряжение на вторичной обмотке трансформатора – повышение напряжения питания обуславливает квадратичное увеличение $M_{\phi.max}$ – фактического максимального момента двигателя.
2. Увеличивать максимальный (каталожный) момент двигателя – с увеличением этого момента $M_{\phi.max}$ увеличивается практически линейно.
3. Увеличивать сечение и уменьшать длину питающего кабеля – с указанным изменением этих параметров кабеля $M_{\phi.max}$ изменяется нелинейно.

Из указанных факторов, влияющих на $M_{\phi.max}$, реально в настоящее время можно изменять только M_{max} , сечение и длину питающего кабеля. Отметим также, что с целью снижения падения напряжения в питающей сети двигателя или двигателей привода исполнительного органа машины она должна быть обособленной, т.е. питание машины должно производиться по собственной сети. Этот факт очевиден и в дальнейшем в работе не рассматривается. Очевидным является также и факт, что уменьшение длины и увеличение сечения питающего кабеля обуславливает увеличение $M_{\phi.max}$, и поэтому в работе тоже не рассматривается.

Одним из важных и реально осуществимых способов повышения $M_{\phi.max}$ является, согласно выражению (62), повышение M_{max} , которое может быть достигнуто путем применения высоко моментных двигателей или многодвигательного привода. Разработанные ОАО «Донгипроуглемаш» высоко моментные двигатели для привода исполнительных органов очистных комбайнов такие, например, как ЭДКО4-125У5, имеют коэффициент перегрузки 3,6-3,8 (под коэффициентом перегрузки здесь и дальше понимается отношение максимального момента двигателя к его номинальному моменту).

При применении многодвигательного (чаще всего двух двигательного) привода, как способа повышения $M_{\phi.max}$, возможны варианты и по соединению двигателей (на общий или суммирующий вал и на индивидуальный вал) и по их питанию – по общему и индивиду-

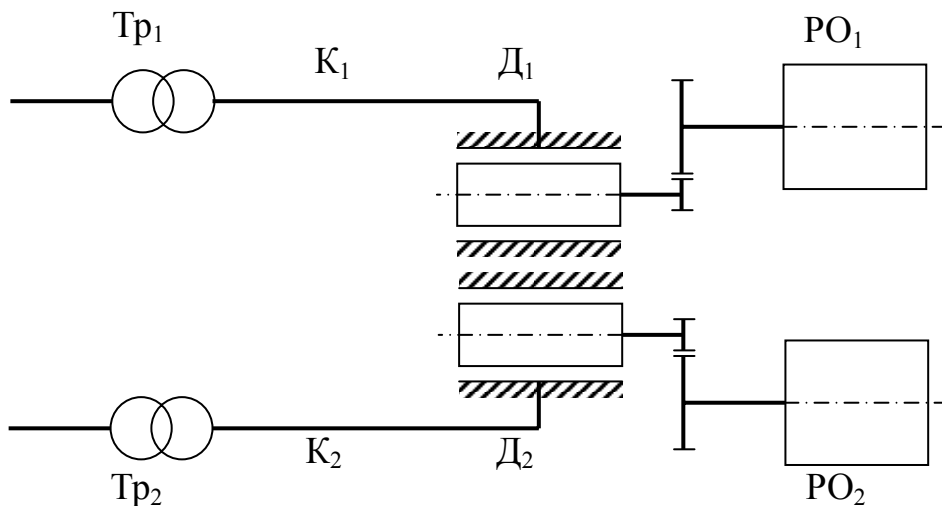
альному кабелю, от общего или индивидуального трансформатора и их сочетание.

Рассмотрим возможные и приемлемые варианты соединения двигателей и их питания.

1. Работа двигателей на индивидуальный вал, питание по индивидуальному кабелю от индивидуального трансформатора, рис. 21.

Для этого варианта работы и питания двигателей характерным является то, что каждый из двигателей приводит во вращение «свой» рабочий орган и питается от «своего» трансформатора по «своему» кабелю, т.е. мы имеем дело с типичной схемой однодвигательного

а)



б)

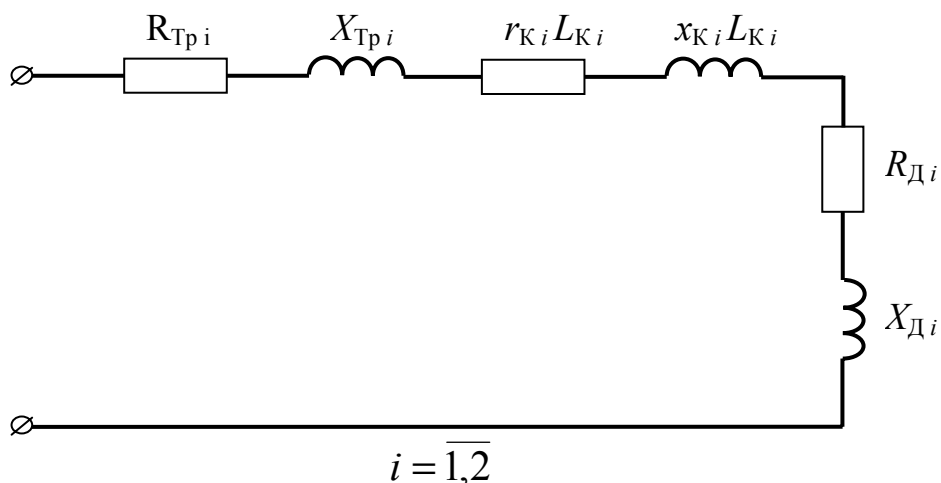


Рис. 21 – Схемы: а) работы двигателей на индивидуальный вал и питания их от индивидуального трансформатора по индивидуальному кабелю, б) замещения.

привода. Поэтому приведенные выше зависимости (6) – (8) имеют место для рассматриваемого варианта, т.е.

$$M_{\phi.\max}^{(u1)} = \frac{1/3U_{mp}^2 M_{\max}}{I_c^2 [(R_{mp} + r_k L_k + R_{\delta})^2 + (X_{mp} + x_k L_k + X_{\delta})^2]}, \quad (63)$$

Питание по индивидуальному кабелю от общего трансформатора, рис. 22.

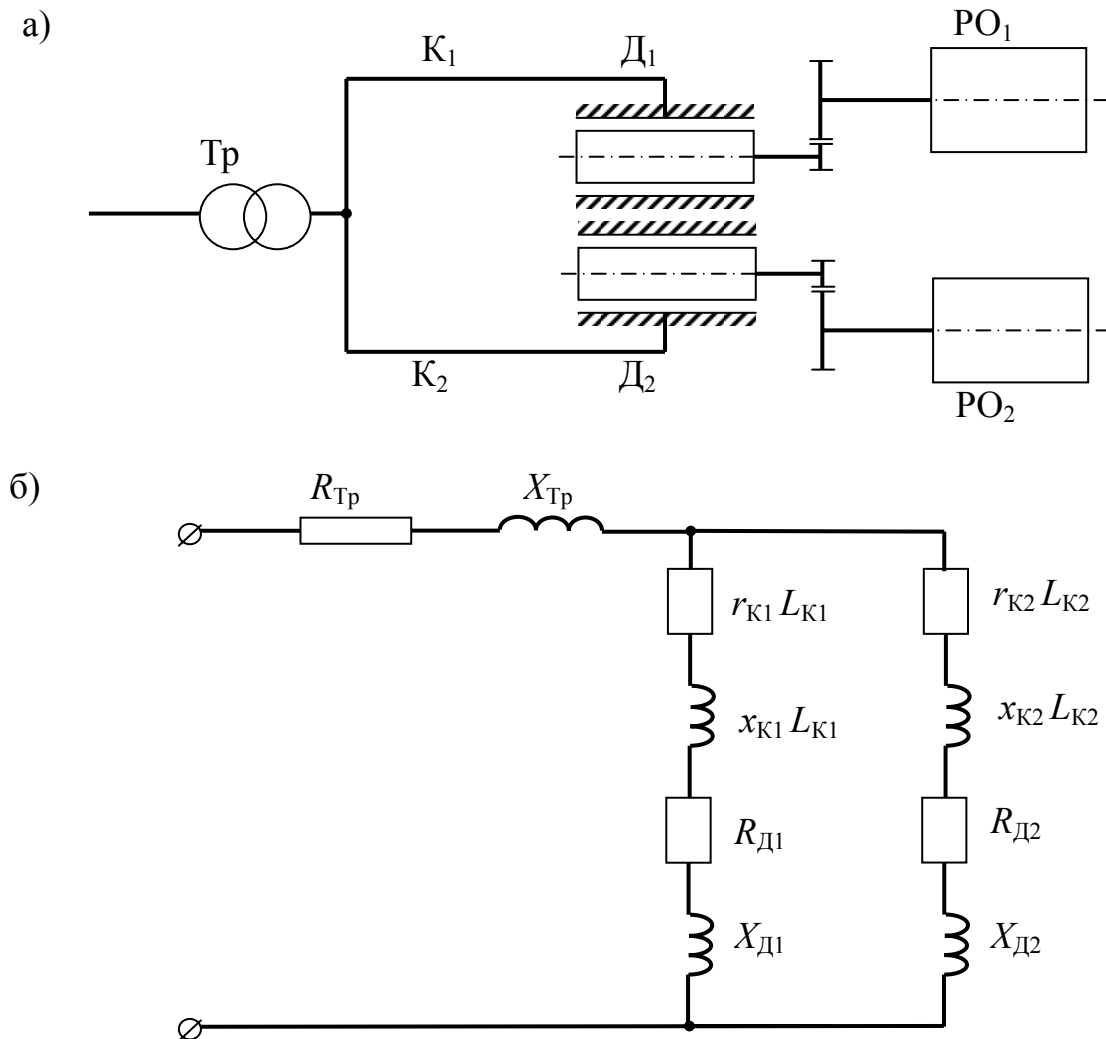


Рис. 22 – Схемы: работы двигателей на индивидуальный вал и питания их от общего трансформатора по индивидуальному кабелю а) замещения двигателей б)

Для этого варианта работы и питания двигателей много двигательного привода отличительным является только то, что потери напряжения трансформатора будут обуславливаться нагрузкой этих двигателей, т.е.

$$M_{\phi.\max}^{(u2)} = \frac{1/3U_{mp}^2 M_{\max}}{I_c^2 \left[(r_k L_k + R_{\partial})^2 + (x_k L_k + X_{\partial})^2 + 2(R_{mp} + X_{mp})^2 \right]} \quad (64)$$

Питание по общему кабелю от общего трансформатора, рис. 23.

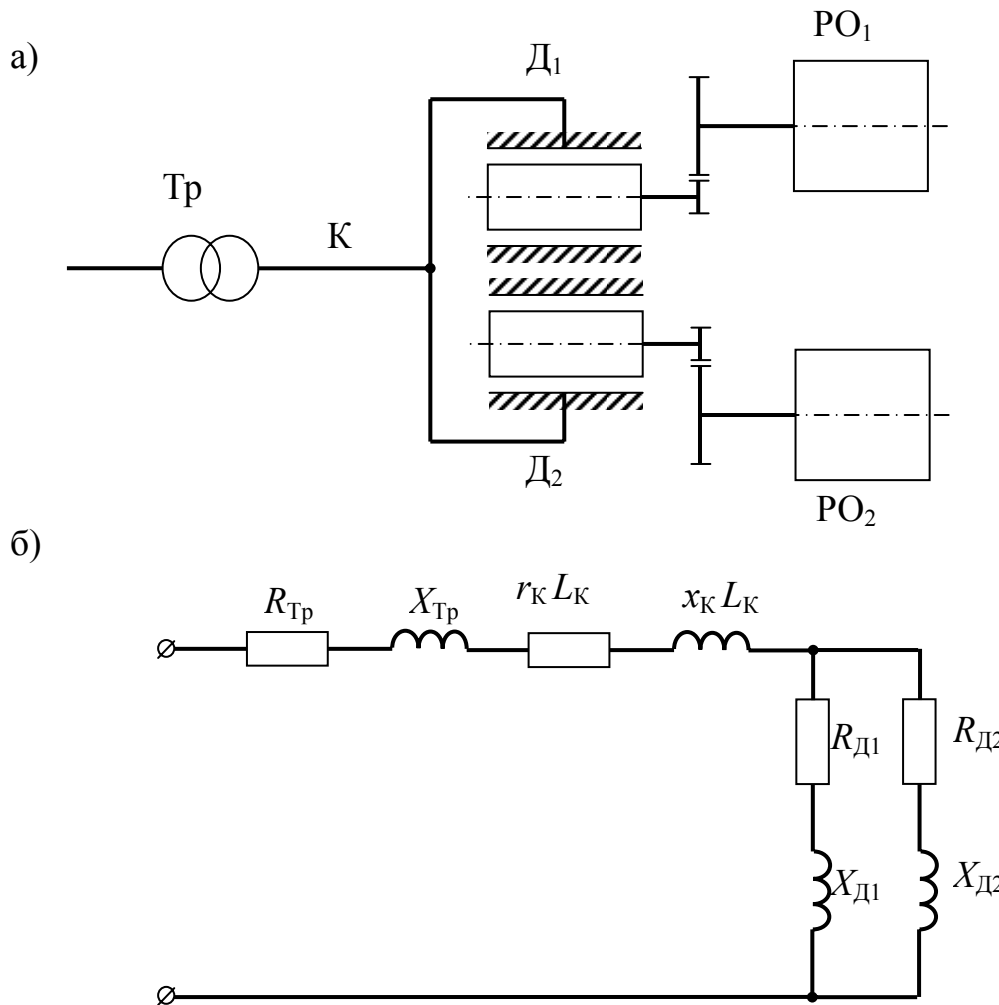


Рис. 23 – Схемы: а) работы двигателей на индивидуальный вал и питания от общего трансформатора по общему кабелю, б) замещения двигателей

В этом случае

$$M_{\phi.\max}^{(u3)} = \frac{1/3U_{mp}^2 M_{\max}}{2I_c^2 \left[(R_{mp} + r_k L_k + R_{\partial})^2 + (X_{mp} + x_k L_k + X_{\partial})^2 \right]} \quad (65)$$

Из приведенных выражений следует, что наибольшего значения $M_{\phi.\max}$ достигает в случае питания двигателей по индивидуальному кабелю от индивидуального трансформатора, наименьшего – при питании двигателей по общему кабелю от общего трансформатора при прочих равных условиях.

2. Работа двигателей на суммирующий вал

При работе двигателей по этой схеме и без выборочной комплектации ними привода исполнительного органа, как это делается на практике, поскольку, согласно ГОСТ 164-73 «Машины электрические вращающиеся. Общие электрические требования» параметры двигателей не являются величинами постоянными даже для одного и того же их типа и допускается отклонения значений параметров от указанных в характеристике: по максимальному моменту – до -10% и по номинальному скольжению – до $\pm 25\%$. Исследованиями [11, 17] установлено, что распределение номинального скольжения двигателей привода горных машин с достаточной для инженерных расчетов точностью подчиняется нормальному закону (закону Гаусса). Хотя данные по распределению критического скольжения и максимального момента двигателей из-за весьма большой трудности их получения (постановки и проведения эксперимента) в специальной литературе, насколько нам известно, отсутствуют, применительно к рассматриваемым в данной работе задачам можно, согласно [11], принимать распределенными по нормальному закону.

Для рассматриваемого случая работы двигателей, аппроксимировав механическую характеристику двигателя зависимостью вида [18]

$$M_i = M_{\max i} \left[1 - S_{kpi}^{-2} (S - S_{kpi})^2 \right], \quad (66)$$

где S_{kpi} – критическое скольжение i -го двигателя, будем иметь, рис. 24,

$$M^{(c)} = \sum_i M_{\max i} \left[1 - S_{kpi}^{-2} (S - S_{kpi})^2 \right]. \quad (67)$$

Величина критического скольжения суммарной механической характеристики двигателей при работе их на суммирующий вал определится из равенства нулю производной от $M^{(c)}$ по S ,

$$S_{kp}^{(c)} = \frac{\sum_i M_{\max i} S_{kpi}^{-1}}{\sum_i M_{\max i} S_{kpi}^{-2}}. \quad (68)$$

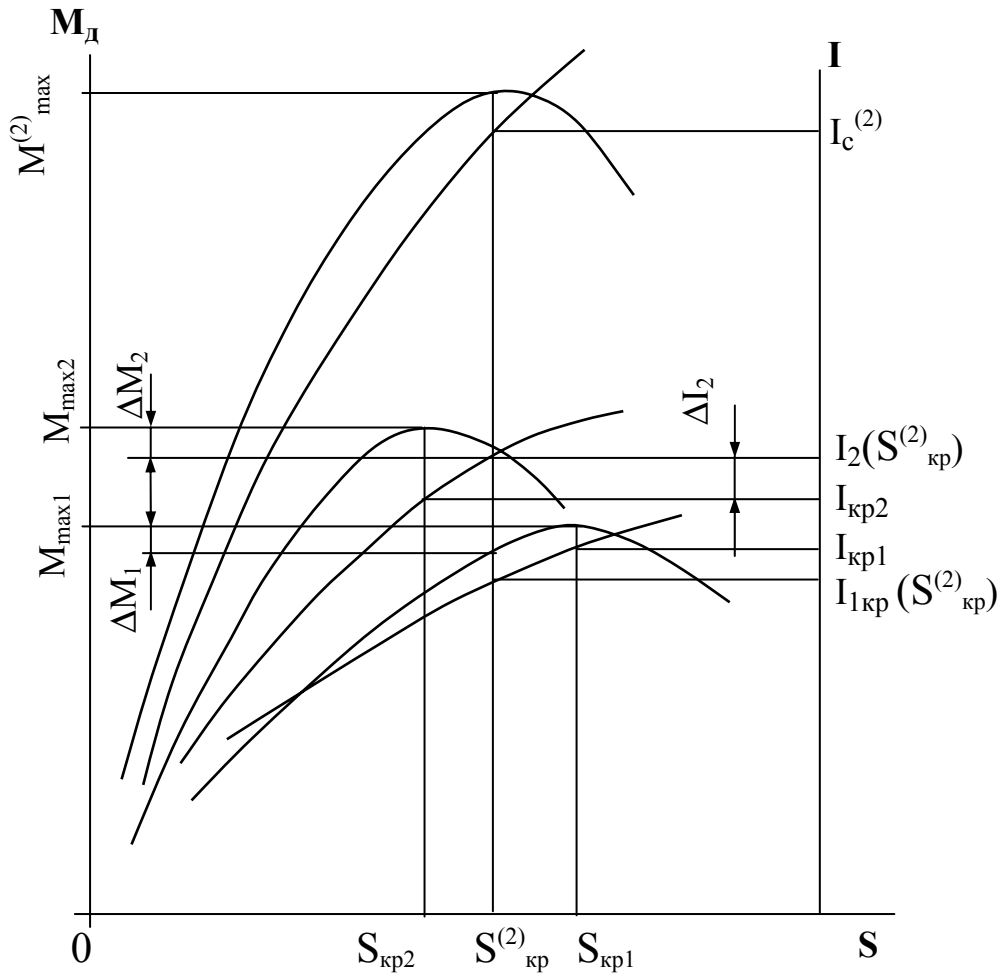


Рис. 24 – Механические и токовые характеристики двигателей при работе их на суммирующий вал

Питание по индивидуальному кабелю от индивидуального трансформатора, рис. 25

Для этого варианта работы и питания двигателей

$$I_c^{(c)} = \sum_i I_i(S_{kp}^{(c)}), \tag{69}$$

а величина фактического максимального момента двух двигательного привода

$$M_{\phi.max}^{(u1)} = \sum_i \frac{1/3U_{mp}^2 M_i(S_{kp})}{[I_i(S_{kp})]^2 [(R_{mpi} + r_{ki}L_{ki} + R_{\partial i})^2 + (X_{mpi} + x_{ki}L_{ki} + X_{\partial i})^2]} \tag{70}$$

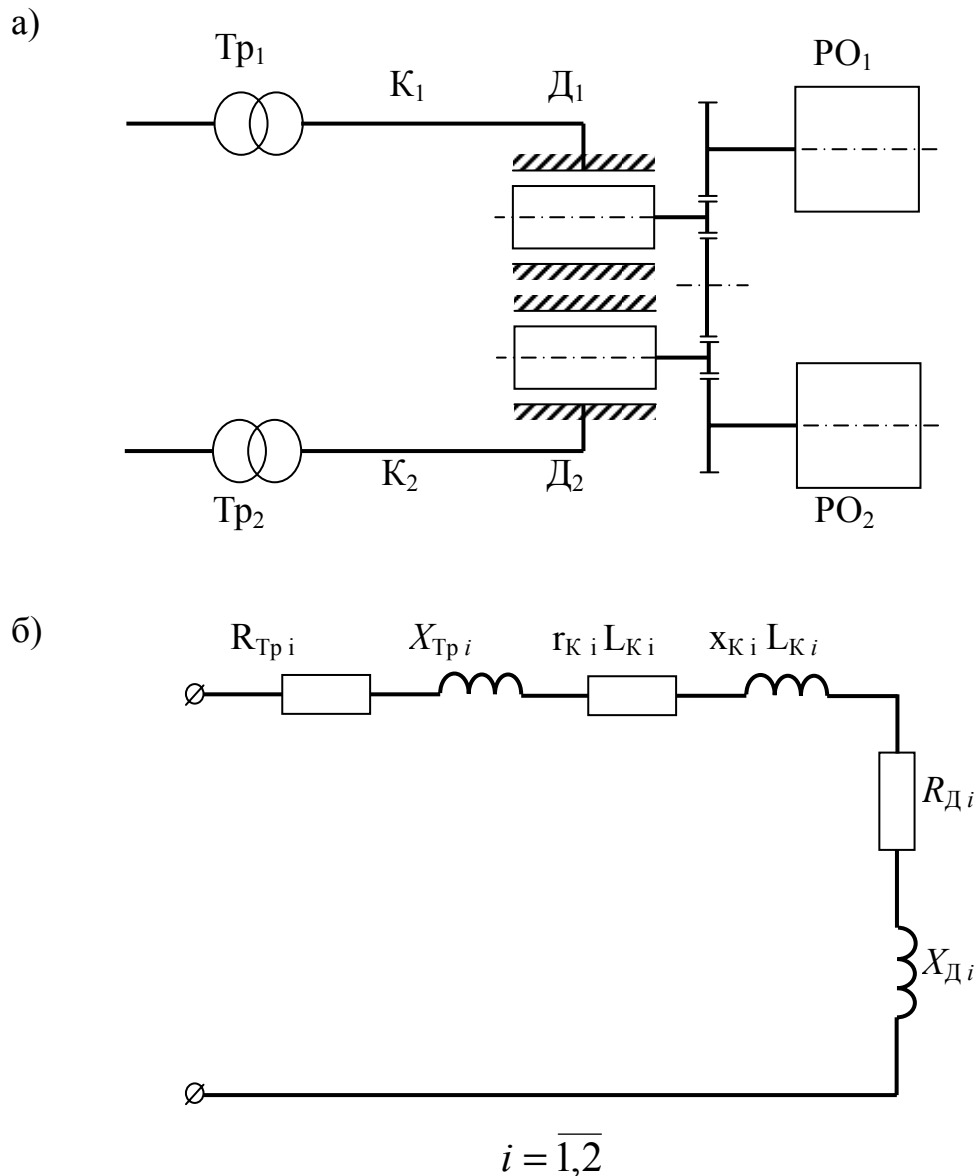


Рис. 25 – Схемы: а) работы двигателей на суммирующей вал и питания от индивидуального трансформатора по индивидуальному кабелю, б) замещения двигателей.

Питание по индивидуальному кабелю от общего трансформатора, рис. 26.

Для рассматриваемого варианта работы и питания двигателей

$$M_{\phi.\max}^{(c2)} = \sum_i \frac{1/3U_{mp}^2 M_i(S_{kp})}{[I_i(S_{kp})]^2 [(R_{mp} + r_{ki}L_{ki} + R_{di})^2 + (X_{mp} + x_{ki}L_{ki} + X_{di})^2]} \quad (71)$$

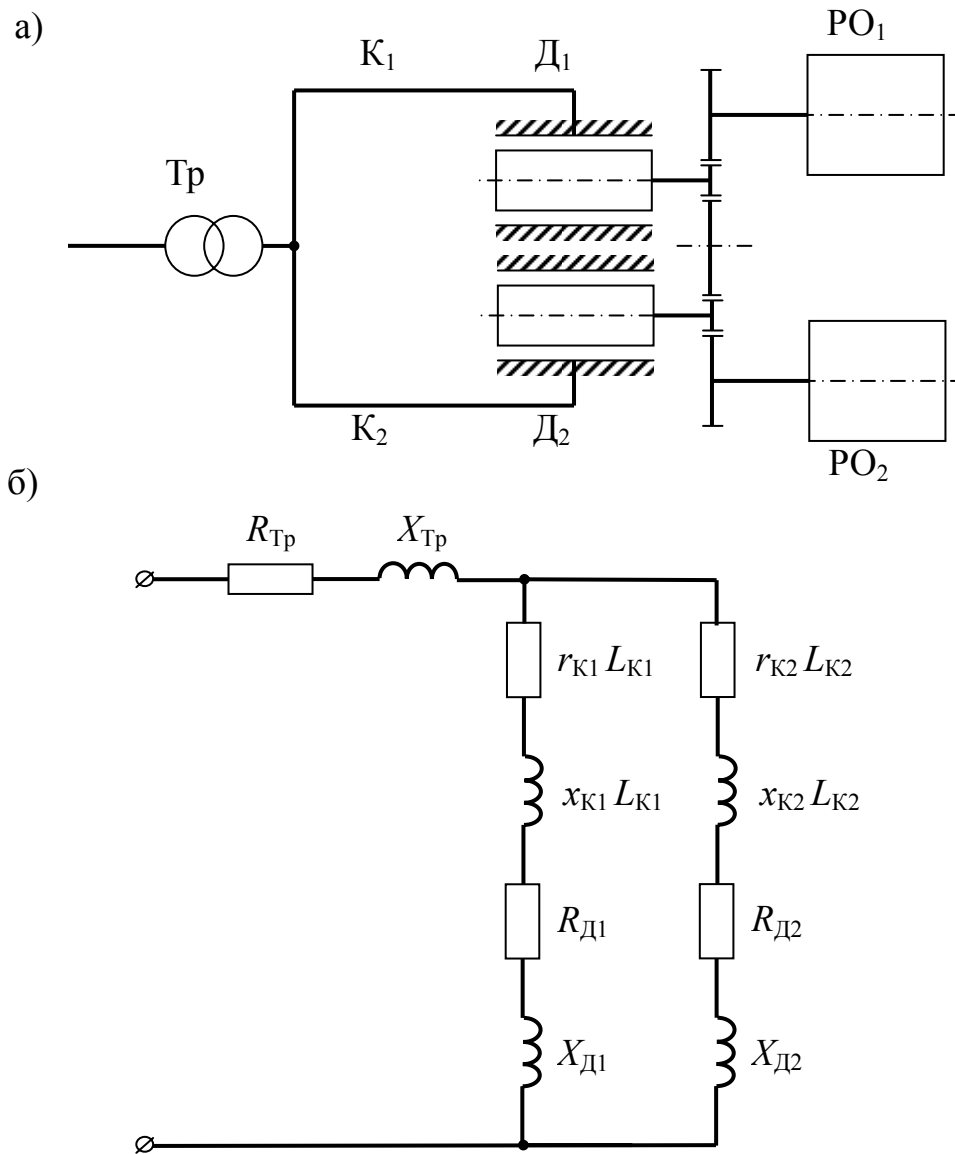


Рис. 26 – Схемы: а) работы двигателей на суммирующий вал и питания от общего трансформатора по индивидуальному кабелю, б) замещения двигателей

Питание по общему кабелю от общего трансформатора, рис. 27.

Для рассматриваемого варианта работы и питания двигателей

$$M_{\phi.\max}^{(c3)} = \sum_i \frac{1/3U_{mp}^2 M_i(S_{кр})}{[I_i(S_{кр})]^2 [(R_{mp} + r_k L_k + R_{\partial i})^2 + (X_{mp} + x_k L_k + X_{\partial i})^2]} \quad (3.72)$$

Из приведенных зависимостей следует, что наибольший фактический момент двигателей при работе на суммирующий вал будет при питании их по первому варианту – от индивидуального трансформатора по индивидуальному кабелю.

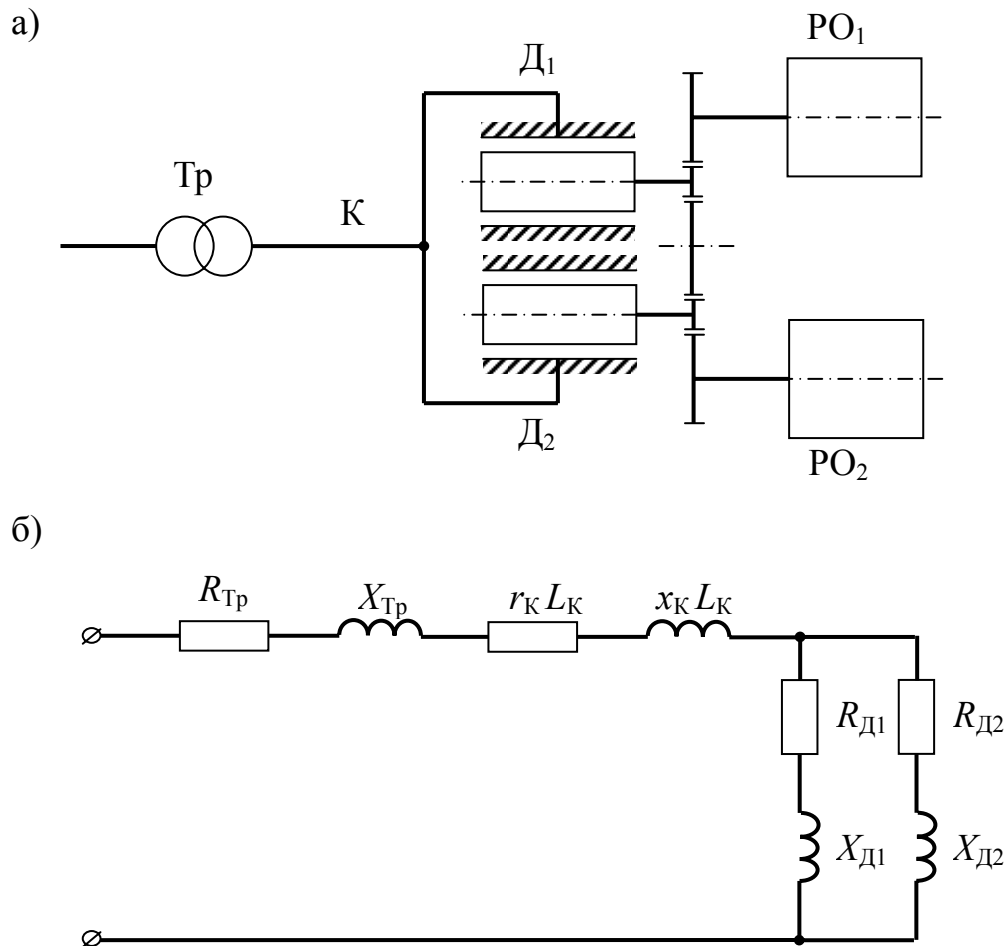


Рис. 27 – Схемы: а) работы двигателей на суммирующий вал и питания от общего трансформатора по общему кабелю, б) замещения двигателей

Вместе с тем, наиболее приемлемыми с учетом эксплуатации машины в шахтных условиях, а поэтому и наиболее вероятными схемами питания двигателей много двигательных приводов следует считать питание их от общего трансформатора по общему кабелю. Поэтому в дальнейшем и будем определять параметры двигателей и в первую очередь устойчивый момент много двигательного привода для указанных схем их питания.

Устойчивая без опрокидывания работа двигателя (или двигателей при многодвигательном приводе) будет в том случае, когда момент сил сопротивления, приведенный к валу двигателя, не будет превышать момент двигателя (или двигателей), т.е. момент электродвижущей силы двигателя (или двигателей). Сказанное аналитически выражается зависимостью:

при работе двигателей на индивидуальный вал

$$M_{\phi.\max}^{(u3)} \geq M_c^{(u)}, \quad (73)$$

при работе двигателей на суммирующий вал

$$M_{\phi.\max}^{(c3)} \geq M_c^{(c)}, \quad (74)$$

где $M_c^{(u)}$, $M_c^{(c)}$ - моменты сил сопротивления, приведенные к валу двигателя, при работе их соответственно на индивидуальный и суммирующий вал.

В основу приведенного выше устойчивого момента двигателя или двигателей при многодвигательном приводе положено равенство момента сил сопротивления и фактического максимального момента двигателя, графическое изображение которого приведено на рис. 28. Определенный таким образом устойчивый момент в дальнейшем будем именовать статически устойчивым моментом двигателя. Статически устойчивый момент двигателя не учитывает использования запаса кинетической энергии вращающихся элементов привода для преодоления кратковременных определенной величины «выбросов» момента сил сопротивления.

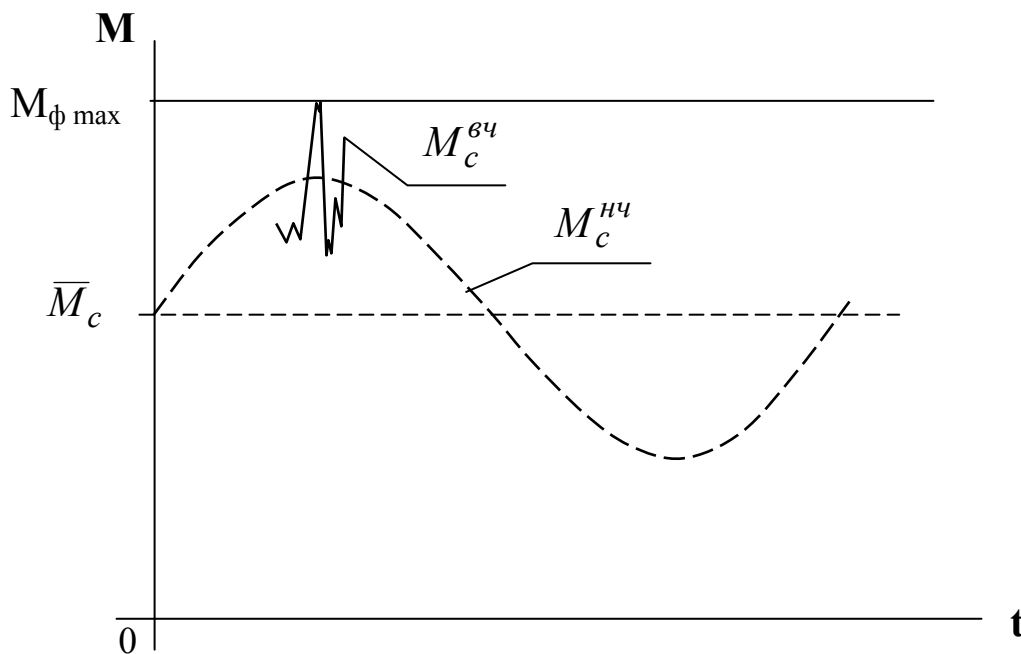


Рис. 28 – К определению статически устойчивого момента двигателя

Имеющиеся в пласте мелко раздробленные твердые включения колчедана, кварцита, пирита и др., которые выбиваются из пласта режущим инструментом, обуславливают появление кратковременных «выбросов» момента, превышающего максимальный фактический момент двигателя, рис. 29.

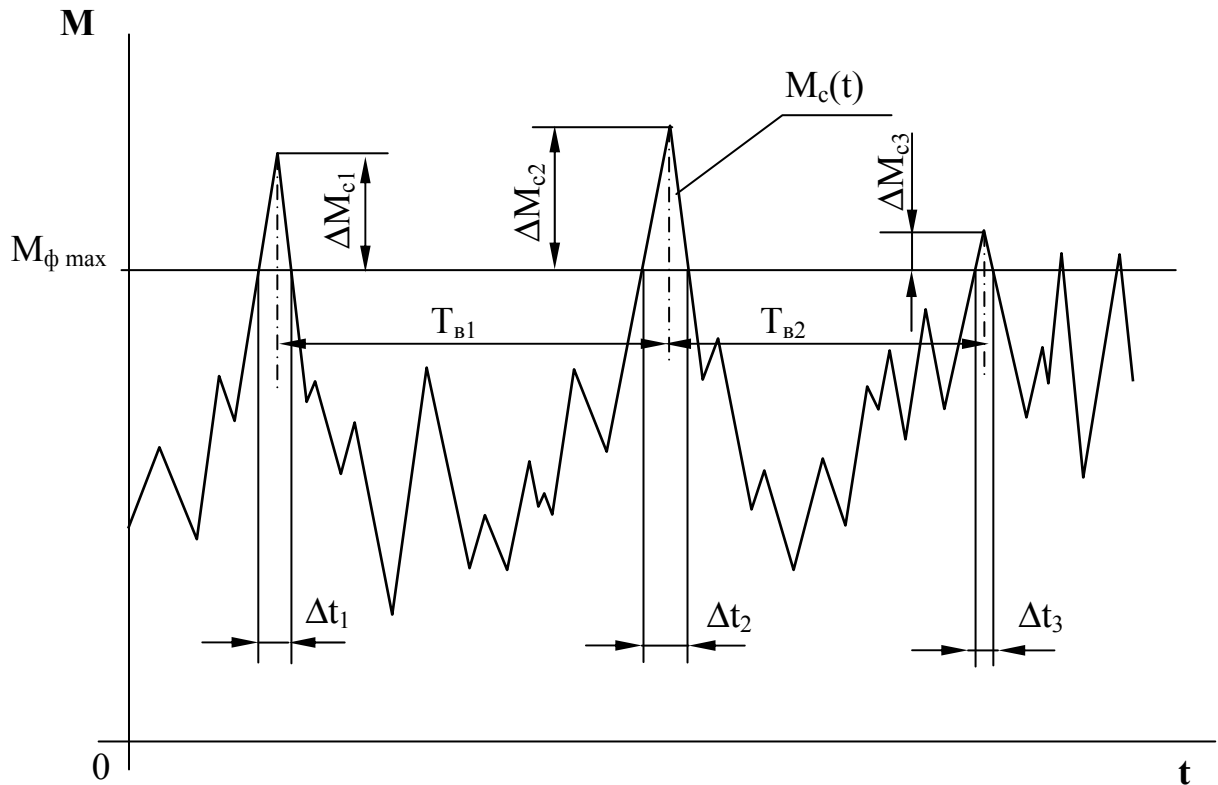


Рис. 29 – К определению динамически устойчивого момента двигателя

Устойчивый момент двигателя, определенный с учетом кинетической энергии вращающихся элементов привода, в дальнейшем будем именовать динамически устойчивым моментом двигателя.

Приняв форму «выбросов» момента треугольной и равенство энергии «выброса» изменению кинетической энергии вращающихся элементов привода при изменении частоты вращения двигателя от критического $\omega_{кр}$ до заданной величины ω_k , получим

$$\Delta \bar{M}_n = J_c (\omega_{кр} - \omega_k) / \Delta \bar{t}, \quad (75)$$

где J_c - момент инерции вращающихся элементов привода, $\Delta \bar{t}$ - математическое ожидание продолжительности «выброса» момента.

Тогда коэффициент динамической перегрузки двигателя будет

$$k_{дн} = (1 - \Delta U / U_n)^2 + \frac{J_c (\omega_{кр} - \omega_k)}{M_{max} \Delta \bar{t}}. \quad (76)$$

Для обеспечения устойчивой работы двигателя и в этом режиме необходимо, чтобы:

- наибольшая продолжительность «выброса» момента Δt_{sup} не превышала максимальной продолжительности снижения частоты

вращения двигателя от $\omega_{кр}$ до заданной величины ω_k ,
 $\Delta t_{sup} \leq t_{сн. min}$;

- наименьшая продолжительность между соседними «выбросами» момента $T_{e.inf}$ была больше продолжительности разгона двигателя от ω_k до $\omega_{кр}$, $T_{e.inf} > T_p$.

Откуда следует, что для определения коэффициента динамической перегрузки двигателя и условий, при которых обеспечивается его устойчивая работа в рассматриваемом режиме, необходимо знать временные параметры «выбросов» момента.

Вероятность «выброса» момента за уровень $M_{\phi.max}$ в бесконечно малом интервале времени dt , согласно [16], будет

$$P\{M_{\phi.max} - M'_c(t)dt < M_c(t) < M_{\phi.max}\} = \\ = dt \int_0^{\infty} f[M_{\phi.max}, M'_c(t)|t] M'_c(t) dM'_c(t) \quad , \quad (77)$$

где $M'_c(t)$ - производная от $M_c(t)$;

$$f[M_{\phi.max}, M'_c(t)|t] M'_c(t) dM'_c(t) dt = \\ = \int_{M_{\phi.max} - M'_c(t)dt}^{M_{\phi.max}} f[M_c(t), M'_c(t)|t] dM'_c(t) \quad . \quad (78)$$

Здесь $f[M_c(t), M'_c(t)|t]$ - двумерный закон распределения вероятностей ординат момента и его производной в один и тот же момент времени t .

Введя понятие временной плотности для вероятности «выброса» момента за уровень $M_{\phi.max}$

$$P\{M_{\phi.max} - M'_c(t)dt < M_c(t) < M_{\phi.max}\} = p[M_c(t)|t] dt \quad (79)$$

и сравнивая это выражение с (77), получим

$$p[M_c(t)|t] = \int_0^{\infty} f[M_{\phi.max}, M'_c(t)|t] M'_c(t) dM'_c(t) \quad . \quad (80)$$

Тогда математическое ожидание пребывания момента выше уровня $M_{\phi.max}$ для любого интервала T , согласно [16], будет

$$\bar{\tau}_{|M_c(t) > M_{\phi.\max}} = \int_0^{T_\infty} \int_0^{T_\infty} f[M_c(t)|t] dM_c(t) dt, \quad (81)$$

среднее число «выбросов» момента за указанный интервал

$$\bar{n}_g = \int_0^{T_\infty} \int_0^{T_\infty} f[M_{\phi.\max}, M'_c(t)|t] dM'_c(t) dt. \quad (82)$$

Математическое ожидание продолжительности «выброса» момента

$$\Delta \bar{t} = \bar{\tau}_{|M_c(t) > M_{\phi.\max}} / \bar{n}_g. \quad (83)$$

При нормальном распределении вероятностей момента сил сопротивления, что не противоречит результатам экспериментальных исследований работы комбайнов, в силу некоррелированности, а следовательно, и независимости для нормального процесса ординат случайной функции и ее производной математическое ожидание продолжительности «выброса» момента

$$\Delta \bar{t}_n = \pi \frac{\sigma_{M_c(t)}}{\sigma_{M'_c(t)}} \exp\{-0,5[M_{\phi.\max} - \bar{M}_c(t)]^2 \sigma_{M'_c(t)}^{-2}\} \times \times \left[1 - \Phi \left(\frac{M_{\phi.\max} - \bar{M}_c(t)}{\sigma_{M_c(t)}} \right) \right]. \quad (84)$$

Наибольшая продолжительность «выброса» момента

$$\Delta t_{\text{sup}} = \Delta \bar{t}_n + k_N \sqrt{\bar{D}_{\Delta t}}, \quad (85)$$

где $k_N \leq 3$ - коэффициент нормального распределения, $\bar{D}_{\Delta t}$ - средняя величина дисперсии «выбросов» момента,

$$\bar{D}_{\Delta t} = \frac{1}{\bar{n}_g} D\tau_{|M_c(t) > M_{\phi.\max}}. \quad (86)$$

Дисперсия продолжительности пребывания момента выше заданного уровня для интервала T , согласно [16],

$$D\tau_{|M_c(t) > M_{\phi.\max}} = 2 \int_0^T (T - \tau) F(M_{\phi.\max}, M_{\phi.\max}) d\tau - T^2 F^2(M_{\phi.\max}), \quad (87)$$

где $F(M_{\phi.\max}, M_{\phi.\max})$ - функция распределения системы $M_c(t)$, $M_c(t + \tau)$, взятая при аргументах, равных $M_{\phi.\max}$; $F(M_{\phi.\max})$

- функция распределения $M_c(t)$, взятая при аргументе $M_{\phi.\max}$.

Наименьшая продолжительность между соседними «выбросами» момента

$$T_{e.\inf} = \frac{1}{\bar{n}_e - 1} \left(T - \tau_{|M_c(t) > M_{\phi.\max}} - k_N \sqrt{D\tau_{|M_c(t) > M_{\phi.\max}}} \right). \quad (88)$$

Результаты экспериментальных исследований работы комбайнов в шахтных условиях дают основания полагать, что «выбросы» момента являются независимыми редкими событиями, табл. 8, а их число в течение интервала T не противоречащего закону Пуассона. Тогда для нормального процесса вероятность того, что в течение интервала T не произойдет ни одного «выброса» момента, согласно [16], определится из выражения

$$P\{n_e = 0\} = \exp \left\{ - \frac{T}{2\pi} \sqrt{ - \frac{K''_{M_c(t)}(\tau)|_{\tau=0}}{K_{M_c(t)}(\tau)|_{\tau=0}} e^{-0,5[M_{\phi.\max} - M_c(t)]^2 \sigma_{M_c(t)}^{-2}} } \right\}, \quad (89)$$

Таблица 8 - Параметры «выбросов» момента сил сопротивления комбайна типа 1К-101 (шахтные исследования)

Величина «выброса» момента, Н·м	Продолжительность, с		Примечания
	«выброса» момента	между «выбросами»	
142	0,012	1,93	
224	0,020	1,16	
156	0,020	0,72	
183	0,014	0,09	
183	0,020	2,29	
197	0,016	0,09	
306	0,022	0,05	
428	0,020	0,04	
197	0,014	0,71	
360	0,022	0,05	
333	0,022	0,26	
292	0,015	0,16	
496	0,022	0,64	
Математическое ожидание	0,018	0,63	
Среднеквадратичное отклонение	0,0037	0,93	

где $K_{M_c(t)}(\tau)$, $K''_{M_c(t)}(\tau)$ - соответственно, корреляционная функция момента сил сопротивления и ее вторая производная.

Приняв в качестве T продолжительность разгона двигателя от ω_k до $\omega_{кр}$, и обозначив его T_p , с учетом того, что $K_{M_c(t)}(\tau)|_{\tau=0} = \sigma_{M_c(t)}^2$, $K''_{M_c(t)}(\tau)|_{\tau=0} = -\sigma_{M_c(t)}^2$, вероятность, что в течение этой продолжительности не произойдет «выброса» момента выше $M_{\phi.max}$,

$$P\{n_g = 0\} = \exp\left\{-\frac{T_p \sigma_{M_c'(t)}}{2\pi \sigma_{M_c(t)}} e^{-0,5[M_{\phi.max} - M_c(t)]^2 \sigma_{M_c(t)}^{-2}}\right\}. \quad (90)$$

Оценим продолжительность снижения частоты вращения двигателя от $\omega_{кр}$ до ω_k и повышение ее от ω_k до $\omega_{кр}$ исходя из линейного представления его механической характеристики, рис. 30.

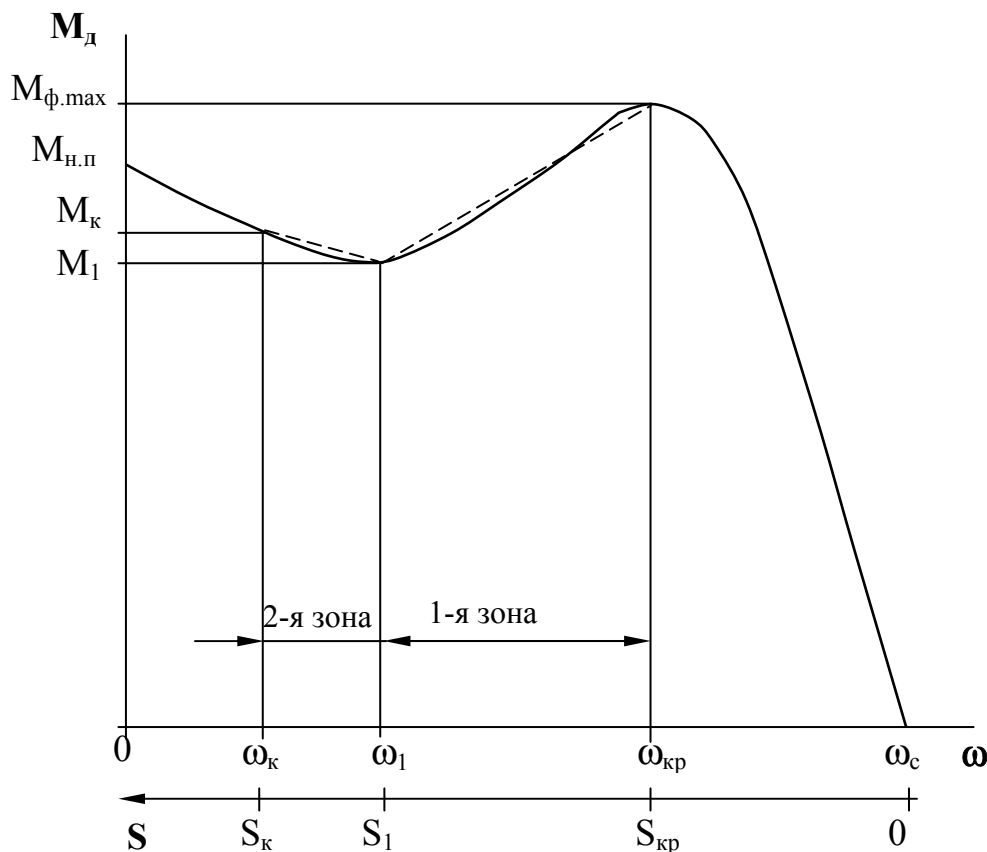


Рис. 30 – Линейное представление механической характеристики двигателя

Дифференциальное уравнение вращения ротора для 1-ой зоны линейного представления механической характеристики двигателя запишется в виде

$$J_c \ddot{\gamma}_c = M_{\partial 1} - M_{1c}, \quad (91)$$

где

$$M_{\partial 1} = M_{\phi.\max} - k_{1S} S, \quad S_1 \geq S \geq S_{кр};$$

$$M_{1c} = M_c(S_{кр}) + k_c \gamma_c \equiv M_c(S_{кр}) + k_{в.с} \Psi_{в.с}.$$

Здесь k_{1S} - коэффициент, характеризующий скорость изменения момента двигателя от скольжения,

$$k_{1S} = (M_{\phi.\max} - M_{1c})(S_{кр} - S_1)^{-1};$$

$M_c(S_{кр})$ - момент сил сопротивления, приведенный к валу двигателя при $S = S_{кр}$; k_c , $k_{в.с}$ - коэффициент жесткости, соответственно, привода и внешнего сопротивления; $\Psi_{в.с}$ - угол поворота исполнительного органа, обусловленного торможением ротора двигателя.

После подстановки приведенных выражений в исходное дифференциальное уравнение (91) и соответствующих преобразований, получим уравнение вида

$$\frac{d^2 S}{dt^2} - 2n_s \frac{dS}{dt} + \omega_s^2 S = \omega_s^2, \quad (92)$$

где

$$n_s = 0,5k_{1S}(J_c \omega_{кр})^{-1}, \quad \omega_s^2 = k_c [(1 + k_c / k_{в.с}) J_c]^{-1}.$$

Решением полученного уравнения при начальных условиях $S|_{t=0} = S_{кр}$, $dS/dt|_{t=0} = C_{1S}$ будет выражение

$$S = 1 + e^{n_s t} [p_s^{-1} (C_{1S} - n_s S_{кр}) \sin p_s t + S_{кр} \cos p_s t], \quad S_{кр} \leq S \leq S_1, \quad (93)$$

где

$$p_s = \sqrt{|n_s^2 - \omega_s^2|}, \quad C_{1S} = [M_c(S_{кр}) - M_{\phi.\max}] (J_c \omega_{кр})^{-1}.$$

Тогда зависимость для момента двигателя в конце 1-ой зоны примет вид

$$M_{1c} = M_{кр} - k_{1S} \{1 + e^{n_s t} [p_s^{-1} (C_{1S} - n_s S_{кр}) \sin p_s t + S_{кр} \cos p_s t]\} . \quad (94)$$

Приравняв полученное выражение к моменту двигателя в конце 1-ой зоны M_1 , разложения в ряд $e^{n_s t}$, $\sin p_s t$, $\cos p_s t$ и сохранив три члена ряда, получим

$$\begin{aligned}
 A_1 t^7 + B_1 t^6 + C_1 t^5 - E_1 t^4 + R_1 t^3 + K_1 t^2 + L_1 t + S_{kp} &= \\
 &= (M_{kp} - M_1) k_{1S}^{-1} - 1
 \end{aligned} \tag{95}$$

Здесь

$$\begin{aligned}
 A_1 &= 1/240 A_0 n_s^2 p_s^5; \quad B_1 = 1/24 n_s p_s^4 (1/5 A_0 p_s + 1/2 n_s S_{kp}); \\
 C_1 &= 1/12 p_s^3 [A_0 (1/10 p_s^2 - n_s^2) + 1/2 S_{kp} p_s n_s]; \\
 E_1 &= p_s^2 [1/6 A_0 p_s n_s + 1/4 S_{kp} (n_s^2 - 1/6 p_s^2)]; \\
 R_1 &= 1/2 p_s [A_0 (1/2 n_s^2 - 1/3 p_s^2) - S_{kp} p_s n_s]; \\
 K_1 &= A_0 p_s n_s - 1/2 S_{kp} (p_s^2 - n_s^2); \quad L_1 = A_0 p_s + S_{kp} n_s; \\
 A_0 &= (C_{1S} - n_s S_{kp}) / p_s.
 \end{aligned}$$

Решив полученное алгебраическое уравнение одним из приближенных методов, например, методом Ньютона, определим продолжительность t_1 снижения частоты вращения двигателя от ω_{kp} до ω_1 .

Для 2-ой зоны линеаризованной механической характеристики уравнение момента, развиваемого двигателем, полученное аналогично, имеет вид

$$M_{2c} = M_1 + k_{2S} \{1 + e^{-r_s t} [\lambda_s^{-1} (C_{2S} - r_s S_1) \sin \lambda_s t + S_1 \cos \lambda_s t]\}, \tag{96}$$

где

$$\begin{aligned}
 k_{2S} &= (M_k - M_1) / (S_k - S_1); \quad r_s = 0,5 k_{2S} / (J_c \omega_{kp}); \\
 \lambda_s &= \sqrt{\omega_s^2 - r_s^2}; \quad C_{2S} = [M_c (S_1) - M_1] / (J_c \omega_1).
 \end{aligned}$$

Приравнивая M_{2c} к M_k и далее поступив аналогично предыдущему, получим алгебраическое уравнение вида

$$\begin{aligned}
 A_2 t^7 + B_2 t^6 + C_2 t^5 - E_2 t^4 + R_2 t^3 + K_2 t^2 + L_2 t + S_{kp} &= \\
 &= (M_k - M_1) k_{2S}^{-1} - 1
 \end{aligned} \tag{97}$$

Здесь

$$\begin{aligned}
 A_2 &= 1/240 A'_0 r_s^2 \lambda_s^5; \quad B_2 = 1/24 r_s \lambda_s^4 (1/5 A'_0 \lambda_s + 1/2 S_1 r_s); \\
 C_2 &= 1/12 \lambda_s^3 [A'_0 (1/10 \lambda_s^2 - r_s^2) - 1/2 S_1 r_s \lambda_s];
 \end{aligned}$$

$$E_2 = 1/2\lambda_s^2 [1/3A'_0 r_s \lambda_s + 1/2S_1(1/6\lambda_s^2 - r_s^2)];$$

$$R_2 = 1/2\lambda_s [A'_0(r_s^2 - 1/3\lambda_s^2) + S_1 r_s \lambda_s];$$

$$K_2 = [A'_0 r_s \lambda_s + 1/2S_1(\lambda_s^2 - r_s^2)]; \quad L_2 = (A'_0 \lambda_s S_1 r_s);$$

$$A'_0 = (C_{2S} + r_s S_1) / \lambda_s.$$

Решив это уравнение относительно t тем же, что и выше, приближенным способом, определим продолжительность t_2 снижения частоты вращения двигателя от ω_1 до ω_k .

Тогда продолжительность снижения частоты вращения двигателя от $\omega_{кр}$ до ω_k

$$T_{сн} = t_1 + t_2. \quad (98)$$

Повышение частоты вращения двигателя от ω_k до $\omega_{кр}$ после преодоления «выброса» момента определяется аналогичным способом, используя его линеаризованную механическую характеристику,

$$T_n = t'_2 + t'_1, \quad (99)$$

где t'_2 , t'_1 - продолжительность повышения частоты вращения двигателя соответственно от ω_k до ω_1 и от ω_1 до $\omega_{кр}$.

Согласно [20], эти продолжительности определяются по выражениям вида

$$t'_2 = -\frac{J_c \omega_1}{M_k - M_1} \ln \left[1 - \frac{M_k - M_1}{M_k - M_c(S_k)} \omega_1 \right], \quad (100)$$

$$t'_1 = J_c \frac{\omega_{кр} - \omega_1}{M_{кр} - M_1} \left\{ \ln \left[\omega_{кр} + \frac{\theta_p - M_c(S_1)}{M_{кр} - M_1} (\omega_{кр} - \omega_1) \right] - \left[-\ln \left[\omega_1 + \frac{\theta_p - M_c(S_1)}{M_{кр} - M_1} (\omega_{кр} - \omega_1) \right] \right] \right\}, \quad (101)$$

где

$$\theta_p = M_1 - \frac{(M_{кр} - M_1)\omega_1}{\omega_{кр} - \omega_1}.$$

Из полученных зависимостей следует:

1. Продолжительность снижения частоты вращения двигателя обуславливается жесткостью внешнего сопротивления и привода исполнительного органа – с увеличением жесткости продолжительность снижения частоты вращения двигателя уменьшается.
2. Продолжительность повышения частоты вращения двигателя обуславливается величиной нагрузки – с повышением нагрузки продолжительность повышения частоты вращения двигателя увеличивается.

При наиболее жестком приводе исполнительного органа существующих очистных комбайнов для тонких пластов – комбайна типа КА-80, жесткости внешнего сопротивления 250-600 Нм/рад [22] и двигателей типа ЭКВ3,5-125У5, ЭКВ3,5-160У5 продолжительность снижения частоты вращения двигателя от критической до нуля составляет 0,106-0,031 с. Это в 6-2 раза выше математического ожидания продолжительности «выброса» момента. Продолжительность повышения частоты вращения двигателя от нуля до критической составляет в среднем 0,35 с. Это почти в 2 раза меньше математического ожидания продолжительности между «выбросами» момента, зафиксированных при работе комбайна в лаве.

Этим, собственно, и объясняется устойчивая работа двигателей комбайна при имевших место 1,5-1,7 кратных их перегрузках.

На основании изложенного и с учетом жесткости шахтной сети, дополнительным перегрузом двигателя при работе его на неустойчивой части механической характеристики математическое ожидание коэффициента динамической перегрузки для очистных комбайнов тонких пологих пластов рекомендуется принимать порядка 1,10-1,15.

Влияние неравномерности нагрузки, разброса параметров двигателей и условий их питания на устойчивый момент

Формируемый в приводе исполнительного органа комбайна момент сил сопротивления крайне неравномерный, в котором явно выделяется две частоты – низкая с частотой примерно 3 Гц, и высокая с частотой около 30 Гц, рис. 31.

Внешнее возмущение, как установлено в [4], не противоречит тому, что обладает свойствами «белого шума», т.е. дисперсия внешнего возмущения в широком диапазоне частот – величина постоян-

ная. Тогда привод исполнительного органа комбайна выступает в качестве фильтра. Это означает, что нагрузка (момент), частота которой близка к собственным частотам колебания привода, «пропускается» приводом с коэффициентом усиления. Нагрузка, частота которой далека от частот собственных колебаний привода, приводом не пропускается или, точнее, пропускается, но с коэффициентом усиления, величина которого близка к нулю.

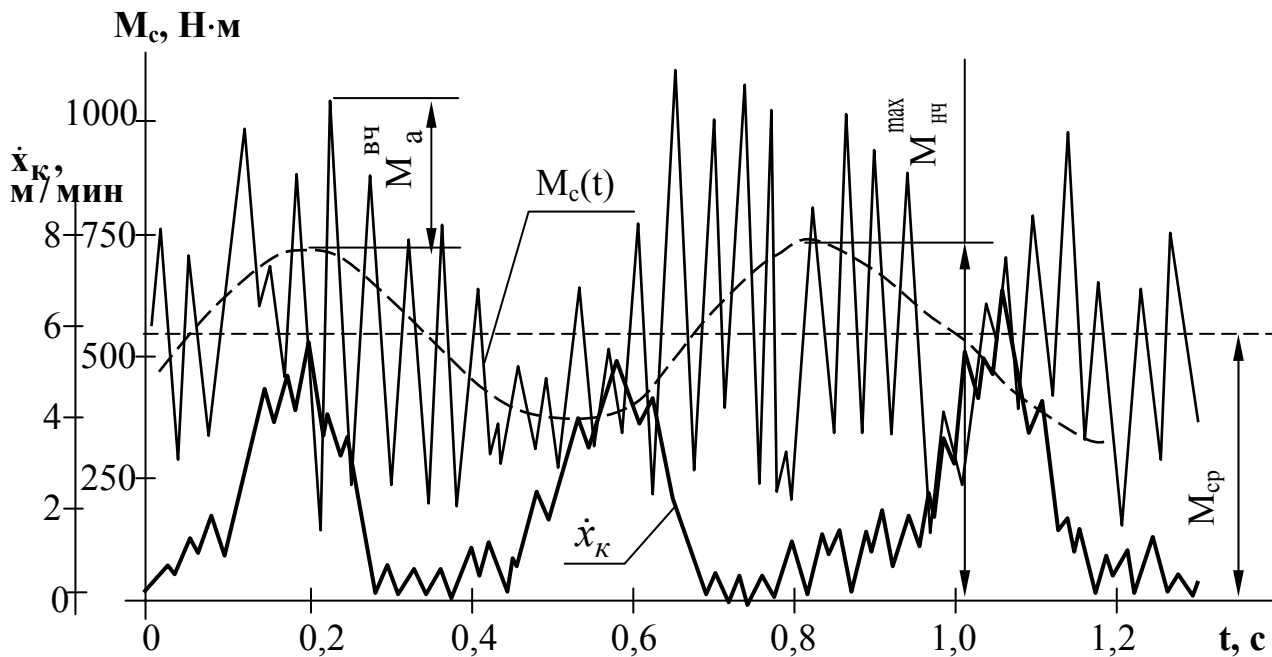


Рис. 31 – Фрагмент осциллограммы момента сил сопротивления и скорости перемещения комбайна типа 1К-101 (шахтные исследования)

Тогда в общем случае внешнее возмущение представим в виде

$$M_c(t) = \bar{M}_c + \sum_j M_{aj} \sin(\varphi_j t + \theta_j), \quad (102)$$

где $\bar{M}_c = M_{cp}$ - математическое ожидание или средняя величина внешнего возмущения (момента), M_{aj} - амплитуда внешнего возмущения на j -й частоте, θ_j - фаза на j -й частоте.

Для установившегося режима работы комбайна с учетом динамических свойств привода или, приведя внешнее возмущение к валу двигателя, будем иметь

$$M_c(t) = \bar{M}_c + \sum_j k_{dj} M_{aj} \sin(\lambda_j t + \delta_j), \quad (103)$$

где k_{dj} - коэффициент динамичности привода на j -й частоте, λ_j, δ_j - j -я частота и фаза нагрузки.

Применительно к решаемой задаче (влияние неравномерности нагрузки на устойчивый момент двигателя) момент сил сопротивления, приведенный к валу двигателя, удобно представить в виде

$$M_c = k_{нч} (1 + k_{\partial} k_{вч}) \bar{M}_c, \quad (104)$$

где $k_{нч}$, $k_{вч}$ - коэффициенты неравномерности момента по низкой и высокой частоте,

$$k_{нч} = M_{нч}^{\max} / \bar{M}_c > 1, \quad k_{вч} = M_a^{вч} / M_{нч}^{\max} < 1. \quad (3.105)$$

Или, что то же,

$$k_{\partial j} | \lambda_j \leq \lambda_{нч} \equiv 1, \quad k_{\partial j} | \lambda_j > \lambda_{нч} \equiv k_{\partial}.$$

Приравнивая M_c к $M_{\phi.\max}$ и решая полученное выражение относительно \bar{M}_c , получим

$$\bar{M}_c = \frac{M_{\phi.\max}}{k_{нч} (1 + k_{\partial} k_{вч})}. \quad (106)$$

Умножив выражение для \bar{M}_c на коэффициенты, учитывающие характер управление комбайном k_y – ручное или автоматическое – и динамическую перегрузку $k_{\partial n}$, получим динамически устойчивый момент

$$\bar{M}_c = \frac{k_y k_{\partial n} M_{\phi.\max}}{k_{нч} (1 + k_{\partial} k_{вч})} = M_y. \quad (107)$$

Эту величину математического ожидания момента сил сопротивления, приведенного к валу двигателя, называют *устойчивым моментом двигателя*.

Выразив $M_{\phi.\max}$ через максимальный (каталожный) момент двигателя и условия его питания, получим

$$M_y = \frac{3k_y k_{\partial n} M_{\max} U_{mp}^2}{k_{нч} (1 + k_{\partial} k_{вч}) I_c^2 Z_c^2}. \quad (108)$$

Влияние низкочастотной составляющей момента

Обозначив коэффициенты неравномерности момента по низкой частоте $k_{нч1}$ и $k_{нч2}$, при этом положим, что $k_{нч2} = nk_{нч1}$, $n > 1$, отношение устойчивых моментов при прочих равных условиях будет

$$\chi_{M_y^{нч}} = \frac{M_{y1}}{M_{y2}} = n. \quad (109)$$

Это означает, что устойчивый момент двигателя уменьшается во столько раз, во сколько раз увеличивается неравномерность момента сил сопротивления по низкой частоте. Ранее (см. п. 1.6) было установлено, что низкочастотная составляющая момента сил сопротивления определяется конструктивной неуравновешенностью схемы набора режущего инструмента, а здесь укажем и на то, что и неравномерностью перемещения комбайна. Это подтверждается взаимной корреляционной функцией момента сил сопротивления и действительной скоростью перемещения комбайна, рис. 32.

Поэтому конструктивная уравновешенность схемы набора режущего инструмента и снижение неравномерности скорости перемещения комбайна – пути повышения устойчивого момента двигателя или двигателей при многодвигательном приводе и повышение его ресурса и производительности.

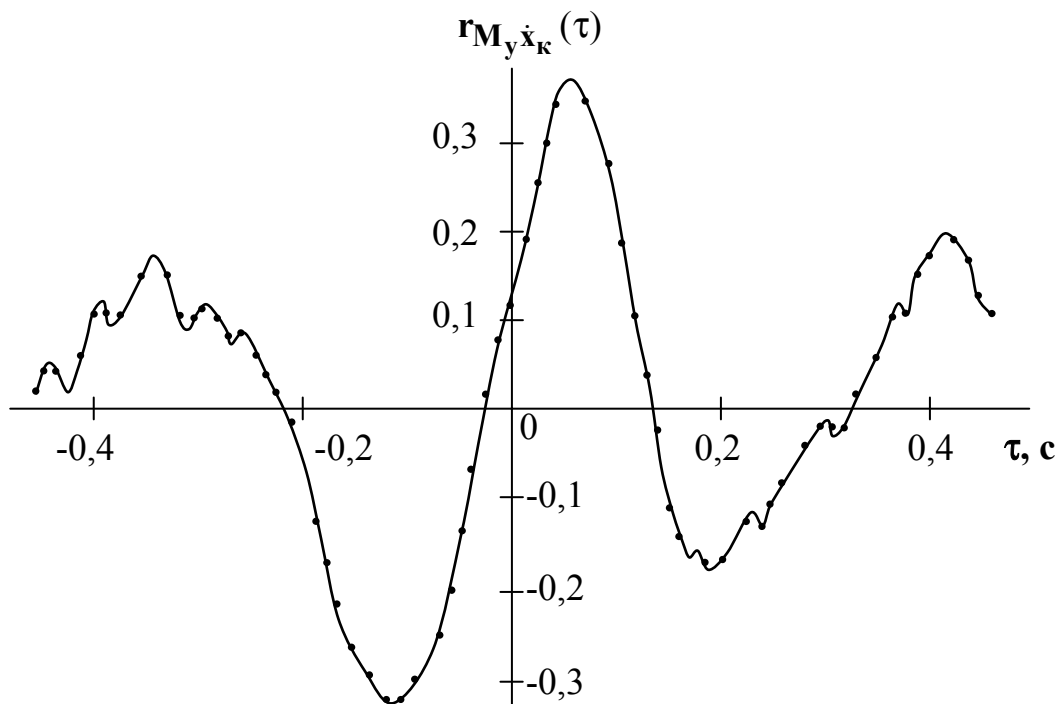


Рис. 32 – График нормированной взаимно корреляционной функции низкочастотной составляющей момента сил сопротивления $M_c = M_y$ и скоростью перемещения \dot{x}_k комбайна типа 1К-101 (шахтные исследования)

*Влияние высокочастотной составляющей
момента сил сопротивления*

Поступив аналогично предыдущему и приняв, что $k_{\text{вч}2} = \kappa k_{\text{вч}1}$, $\kappa > 1$, и прочих равных условиях будем иметь

$$\chi_{M_y^{\text{вч}}} = \frac{M_{y1}}{M_{y2}} - 1 = \frac{1 + \kappa k_{\text{д}} k_{\text{вч}1}}{1 + k_{\text{д}} k_{\text{вч}1}} - 1 \equiv \frac{\xi + \kappa}{\xi + 1} - 1, \quad (110)$$

где

$$\xi = \frac{1}{k_{\text{д}} k_{\text{вч}1}}.$$

Откуда следует, что повышение неравномерности высокочастотной составляющей момента сил сопротивления в меньшей мере, чем неравномерность его низкочастотной составляющей, влияет на уменьшение устойчивого момента двигателя. Так, например, при $k_{\text{д}} = k_{\text{вч}1} = 0,35$ и $\kappa = 2$ $\chi_{M_y^{\text{вч}}} = 0,109$, т.е. при двукратном увеличении неравномерности высокочастотной составляющей момента сил сопротивления уменьшение устойчивого момента двигателя составляет 11 %.

Влияние разброса параметров двигателей

Параметры двигателей привода исполнительного органа очистных комбайнов не являются величинами постоянными даже для одного и того же типа. Предельные отклонения от указанных в паспорте номинального скольжения и максимального момента регламентированы ГОСТ 183-94.

При безвыборочном комплектовании привода двигателями недогруз двигателей на величину ΔM_1 и ΔM_2 при работе их с $S = S_{\text{кр}}^{(2)}$, рис. 33, обуславливает уменьшение устойчивого момента по сравнению с устойчивым моментом двигателей при отсутствии разброса параметров.

В этом случае уменьшение устойчивого момента двигателей определится из выражения

$$\chi_{M_y} = \frac{M_{\text{max}}^{(2)} [I_{c1}^{(2)} Z_{c1}^{(2)}]^2}{M_{\text{max}1}^{(2)} [I_c^{(2)} Z_c^{(2)}]^2}, \quad (111)$$

где индексом 1 обозначены величины при отклонении параметров двигателей.

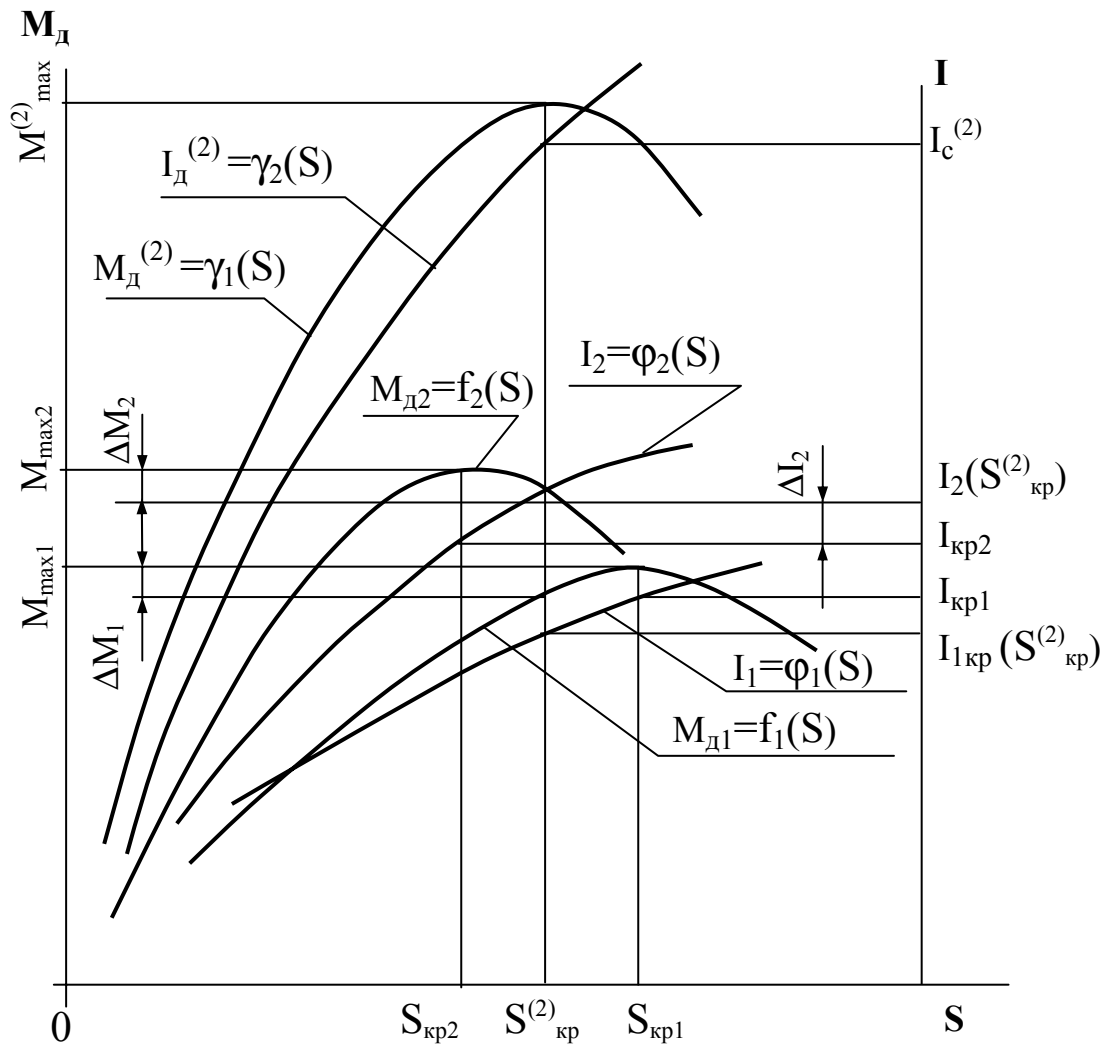


Рис. 33 – К определению влияния разброса параметров двигателей на устойчивый момент

Значения χ_{M_y} для наиболее распространенных двигателей при мощности трансформатора 250 кВА, приведенной длине кабеля 400 м и отклонениях критического скольжения, коэффициента мощности и максимального момента на величину $\pm 25\%$, приведенные в табл. 9, свидетельствуют [27]:

1. Устойчивый момент двух двигательного привода при работе двигателей на суммирующий вал, принятых условиях питания и указанных изменения их параметров изменяется в пределах 10% .
2. Максимальное отклонение устойчивого момента возрастает с увеличением отношений $\cos\varphi_{кр}/M_{max}$ и $S_{кр}/M_{max}$

3. Изменение устойчивого момента двигателей значительно ниже, не менее чем в 2,5 раза, изменения их максимального момента.

Таблица 9 - Изменения устойчивого момента двигателей

Наименование параметра	Значения χ_{M_y}			
	Тип двигателя			
	ЭКВ3,5-75У5	ЭКВ4-У5	ЭДКО4-100У5	ЭДКО4-102У5
$\cos\varphi_{кр}/M_{\max} 10^{-3}$	0,836	0,302	0,485	0,355
$S_{кр}/M_{\max} 10^{-4}$	2,502	0,767	0,985	0,821
$M_{\max} \downarrow$ до $0,75 M_{\max}$. Знак \downarrow означает убывание				
$S_{кр} \downarrow, \cos\varphi_{кр} \downarrow$	1,01-1,07	1,00-1,01	1,01-1,05	1,00-1,03
$S_{кр} \uparrow, \cos\varphi_{кр} \uparrow$	1,02-1,10	1,01-1,06	1,02-1,09	1,01-1,07
$S_{кр} \downarrow, \cos\varphi_{кр} \uparrow$	1,02-1,10	1,01-1,05	1,02-1,08	1,01-1,06
$S_{кр} \uparrow, \cos\varphi_{кр} \downarrow$	1,01-1,08	1,00-1,02	1,01-1,06	1,00-1,04
$M_{\max} \uparrow$ до $1,25 M_{\max}$. Знак \uparrow означает возрастание				
$S_{кр} \downarrow, \cos\varphi_{кр} \downarrow$	0,98-0,99	0,99-0,93	0,98-0,91	0,99-0,93
$S_{кр} \uparrow, \cos\varphi_{кр} \uparrow$	0,98-0,94	1,00-0,98	1,00-0,95	0,99-0,97
$S_{кр} \downarrow, \cos\varphi_{кр} \uparrow$	0,98-0,93	1,00-0,98	0,99-0,95	0,99-0,97
$S_{кр} \uparrow, \cos\varphi_{кр} \downarrow$	0,98-0,91	1,00-0,94	0,98-0,92	0,99-0,93

Экспериментально установлено [6, 11], что при нагреве двигателей и работе их в номинальном режиме (с номинальным моментом и скольжением) происходит выравнивание скольжений. Это явление имеет место и в режиме работы двигателей с устойчивым моментом. Поэтому в установившемся тепловом режиме работы двигателей, имеющие место перегрузки по току на величину ΔI_2 , рис 3.33, двигателя с меньшим критическим скольжением и обусловленный этими перегрузками дополнительный его нагрев, будут незначительными.

Из изложенного следует: в связи с тем, отклонения параметров двигателей в пределах, регламентируемых соответствующими ГОС-Тами, практически не оказывают влияния на изменения их устойчивого момента, а имеющее место выравнивание скольжения двигателей при их нагреве, допустимо безвыборочное комплектование двигателями многодвигательных приводов при работе их на суммирующий вал.

Влияние условий питания двигателей

Из приведенного выше выражения, см. (3.108), следует, что устойчивый момент двигателя квадратично зависит от напряжения питания (напряжения на вторичной обмотке питающего трансформатора) и обратно пропорционален квадрату тока и квадрату сопротивления сети. Это свидетельствует о том, что с целью повышения устойчивого момента двигателя, а следовательно, и производительности комбайна повышение напряжения его питания, перевод на напряжение 1140 В и более высокое, является целесообразным. Кроме того, при одной и той же мощности двигателя повышение его номинального напряжения обуславливает снижение тока. Это, в свою очередь, обуславливает уменьшение падения напряжения и повышение устойчивого момента.

Следует также обратить внимание на то, что сопротивление сети является фактором, обуславливающим падение напряжения, и уменьшение устойчивого момента двигателя длина питающего кабеля должна быть минимально необходимой, без лишнего запаса.

Выводы и направление дальнейших исследований.

На основании изложенного выше материала и полученных данных можно сделать следующие выводы:

1. Привод исполнительных органов очистных комбайнов является в общем случае нелинейной динамической системой со случайным характером внешнего возмущения, который в первом приближении может рассматриваться как многомассовая линейная динамическая система.
2. Динамические характеристики рассматриваемой системы обуславливаются как ее параметрами, так и условиями питания двигателей и напряженным состоянием выгружаемого исполнительными органами разрушенного угля.
3. Спектральная плотность дисперсии момента сил сопротивления с достаточной для инженерных расчетов точностью адекватна полученным экспериментальным путем данным при работе комбайнов в шахтных условиях.

В дальнейших исследованиях целесообразно рассматривать систему привода исполнительных органов очистных комбайнов как нелинейную динамическую систему при случайном внешнем возмуще-

нии и установить аналитические зависимости для определения ее характеристик.

Список источников

1. Писаренко Г.С. Рассеяние энергии при механических колебаниях. Киев, АН УССР, 1962. – 157 с.
2. Исполнительные органы очистных комбайнов для тонких пологих пластов // Н. Г. Бойко, А.В. Болтян, В.Г. Шевцов, Н.А. Марков. Под ред. Н.Г. Бойко. Донецк, «Донеччина». 1996. – 223 с.
3. Бойко Н.Г. Теория рабочих процессов комбайнов для добычи угля из тонких пологих пластов. Дисс. ... докт.техн.наук. М., МГИ, 1985.– 287 с.
4. Динамические процессы горных машин// А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин и др. – М.: Наука, 1972. – 150 с.
5. 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.
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. 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 с.
8. Динамика непрерывных линейных систем с детерминированными и случайными параметрами//Ф.А. Михайлов, Е.Д. Теряев, В.П. Булеков и др. М., Наука, 1971. – 558 с.
9. Казаковский Е.Я. Переходные процессы в электрических машинах переменного тока. М., АН СССР, 1962, - 235 с.
10. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин. М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
11. Стариков Б.Я., Азарх В.Л., Рабинович З.М. Асинхронный электропривод очистных комбайнов. М., Недра, 1981. – 288 с.
12. Динамические характеристики комбайнового двигателя ЭДКО4-2М//Я.И. Альшиц, В.Г. Гуляев, Г.В. Малеев и др. В кн. «Горные машины», Киев, 1971. – с. 88-99.
13. Пинчук И.С. Переходные процессы в асинхронных двигателях при периодической нагрузке. «Электричество», 1957, № 9, с. 27-30.
14. Альшиц Я. И. Нагрузки в редукторах исполнительных органов машин для выемки угля и характеристики их двигателей. В кн. «Горные машины», 1959, № 8. – с. 15-21.
15. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов.– Л.: Машиностроение, 1969.–368 с.
16. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций. М., Наука, 1968.– 464 с.
17. Гуляев В.Г., Семенченко А.К., Горбатов П.А. Вероятностная оценка скольжения двигателей ЭКВ-4У при безвыборочной комплектации ими двухдвигательных приводов комбайнов типа 1ГШ-68. Изв. вузов. Горный журнал, 1974, № 8, с. 123-128.
18. Потапов В.Г., Бойко Н.Г. Влияние схемы работы двигателей на производительность очистных комбайнов с двухдвигательными приводами. – Изв. вузов. Горный журнал, 1979, № 1, с. 155 –160.
19. Светличный П.Л. Электропривод и электроснабжение горных машин. М., Недра, 1968. – 235 с.
20. Геллер Л.Б. Электропривод в тяжелом машиностроении. М., Машгиз, 1960. - 245 с.
21. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко и др. – М.: Недра, 1988. – 368 с.

22. Гуляев В.Г. О формировании максимальных пиковых нагрузок в системе двух двигательного привода угледобывающего комбайна. – В кн.: Разработка месторождений полезных ископаемых. Киев, Техника, 1976, вып. 44, с. 93-97.

Стаття надійшла до редколегії 09.10.2009

Рецензент: докт. техн. наук, проф. А. К. Семенченко

М.Г.Бойко. Динаміка привода виконавчого органа очисного комбайна і його характеристики при випадковому збурюванні. *Привод виконавчого органу очисного комбайна розглянуто як лінійну багатомасову динамічну систему при випадковому збурюванні і наведено вираз для спектральної щільності дисперсії рішення цієї системи.*

привод, виконавчий орган, динамічна система, спектральна щільність

N.Boiko. Dynamics of the Operating Tool Drive in Cutter-Loaders and Its Performance at Random Disturbance. *The drive of the cutter-loader operating element is considered as a linear multimass dynamic system at random disturbance and the expression for spectral density of the variance of this system solution is given.*

drive, operating element, dynamic system, spectral density

© Н. Г. Бойко, 2009