

1st International Conference - Reliability and Durability
of Machines and Machinery Systems in Mining
1986 JUNE 16-18 SZCZYRK, POLAND

Зугеннум СВИТОНЬСКИ

Тадеуш БАНАШ

Силезский политехнический институт

Гливице, ПНР

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УГОЛЬНОГО КОМБАЙНА

Резюме. В настоящей работе представлен метод моделирования кинематической цепи схемы привода органа сцепления угольного комбайна КВБ-6, физическая модель принята в виде дискретной системы с учетом электромагнитного соединения. Дискретизации системы выполнено на основании конструкционной документации, используя метод Вильсона.

В результате проведенного анализа частоты, разработана электромеханическая модель, которая становится основой для численного анализа динамических процессов, происходящих во время эксплуатации.

1. ВВЕДЕНИЕ

Одной из важнейших задач современного проектирования машин является обеспечение их высокой эксплуатационной надежности. Эта надежность выражается чаще всего двумя свойствами:

- сохранение эксплуатационной надежности машин в заданном диапазоне изменчивости во время её работы в определенных условиях,
- пригодность машины к долгосрочной эксплуатации.

Основной действии, направленных на обеспечение эксплуатационной надежности машин является всестороннее знание о динамических процессах, возникающих в её отдельных узлах во время эксплуатации. Испытание этих процессов можно провести опытным путем на действительном объекте или же модельным путем на физической модели. Знание происхождения этих процессов во время эксплуатации машины даёт возможность оптимального, с точки зрения эксплуатационной надежности, выбора конструктивных и эксплуатационных свойств соответствующих узлов машины.

Обеспечение соответственно высокой эксплуатационной надежности комбайна требует проведения глубокого теоретического анализа динамических проблем, наступающих в процессе разработки каменного угля, а также проверки на действительном объекте.

В теоретическом анализе выступает необходимость принятия физического модели в котором обычно исключается ряд менее важных второстепенных свойств объекта.

Таким образом принятая модель является компромисом между по возможности действительным описанием процессов, происходящих в действительной системе, а трудностям математического анализа. Основные упрощения касаются числа степени свободы, зависимости выступающих сил от перемещений, характера сил сопротивления и других несохранных сил, а также способа действия нагрузки. Из этих взглядов неизмеримоважной задачей есть разработка динамической модели приводной системы угольного комбайна и определение главных источников, генерирующих колебания.

Учитывая очень сложный конструкционный вид приводной системы комбайна, решено принять физическую модель в виде дискретной системы в соединении с электродвигателем.

2. ОПИСАНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ОБЪЕКТА

Угольный комбайн КВБ-6 (рис. 1) является мелкозахватным двуплечным очистным комбайном большой мощности. Применяется для двунаправленной безвзрывочной разработки и погрузки каменного угля.

Основными узлами комбайна является: отбойная головка (1), электродвигатель (2), гидравлический тягач (3) и комбайновые сани (4).

Отбойная головка состоит на неподвижной части и подвижного гидравлически устанавливаемого плеча. Комбайн может вести выработку лавы высотой от 2,8 до 3,7 [м] с продольным наклоном до 25 [°] и поперечным наклоном до 12 [°]. Средняя производительность при скорости подвигания 4 [м/мин.], захвате забойного органа 0,63 [м] и высоте лавы 3,5 [м] составляет около 11,5 [т/мин]. Привод комбайна осуществляется с помощью двух электродвигателей мощностью $N_S = 250$ [кВт] каждый.

Общая длина комбайна при горизонтальном размещении двух плечей составляет 12,4 [м], общий вес (масса) комбайна составляет около 35,5 [т]. Кинематическая схема привода отбойного органа представлена на рис. 2. Кинематическую цепь главного привода соединяет электродвигатель с рабочим узлом через систему зубчатой передачи с неподвижными осями. Зубчатые колёса являются цилиндрическими и конусными с прямыми зубьями. Приводные валы монтируются в шарико подшипниках. Величина передаточного отношения на соответствующих ступенях передачи - "i" величина угловой скорости вращающихся элементов привода - " ω_n " а также величина частоты движения этих элементов - " f_n " указаны в таблице 1. В этой таблице указаны также величины частоты возникающие из зацепления зубьев совместно работающих пар зубчатых колёс - " f_z ".

Таблица 1

№ в/п	№ элемента по черт. 2	Передаточное отношение "1"	Угловая скорость ω_n [1/с]	Частота движения f_n [Hz]	Частота зазубливания f_z [Hz]
1	2	$i_{2-3} = 0,4722$	102,62	16,34	$f_{2-3} = 277,70$
2	3	$i_{3-7} = 0,5172$	48,46	7,71	$f_{4-17} = 254,50$
3	7	$i_{7-9} = 0,6176$	25,07	3,99	$f_{6-7} = 115,70$
4	9	$i_{9-10} = 1,0$	15,48	2,46	$f_{8-9} = 83,80$
5	10	$i_{10-12} = 0,6087$	15,48	2,46	$f_{9-10} = 83,80$
6	12	$i_{12-13} = 0,8214$	9,42	1,5	$f_{11-12} = 34,50$
7	13	$i_{13-15} = 0,5385$	7,74	1,23	$f_{12-13} = 34,50$
8	15	-	4,17	0,66	$f_{14-15} = 17,20$

3. ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГЛАВНОГО ПРИВОДА КОМБАЙНА

Кинематическая цепь главного привода угольного комбайна является сложной механической схемой с постоянным разложением массы (валки), с четкой её концентрацией в виде дисков (зубчатые колёса, сцепления). В связи с тем, что все элементы главного привода выполняют вращательное движение, а в приводе имеет превосходство только некоторый вид колебаний эдетерминированной частоты главным образом сконцентрированных масс, физическая модель принята в дискретном виде (рис. 3).

В первом приближении принята модель с 17 (семнадцатью) степенями свободы, состоящий из сконцентрированных масс с инертными моментами " J_1 ", соединенных невесомыми элементами, обладающими коэффициентом податливости " K_1 " и коэффициентом затухания успокоение колебаний " C_1 ".

Численные величины параметров физической модели J_1 , K_1 , C_1 определено аналитически на основании технической документации комбайна с учётом зависимостей указанных в литературе [1], [2], [3].

Дискретизации валков находящихся между сконцентрированными массами, осуществлено путём редукции инертных моментов массы валков к соответствующим дискам по методу Вильсона [1].

Коэффициенты податливости " K_1 " физической модели представляют податливость на скручивание валков, соединений и зубчатых зацеплений. Принято также, что диссипация энергии колебания имеет вязкотный характер, а в системе не выступают нелинейности физического типа, а только геометрические, которые в рассматриваемой модели не учитываются.

На основании литературы [1], [4], [5] физическая модель приводного двигателя принята как схема с одной степенью свободы, параметры которой определе-

ны инертным моментом ротора " J_1 " упругим электромагнитным соединением " k_1 " и коэффициентом диссипации " C_1 ".

Эти параметры приведённые на вал двигателя при закладывании равенства кинетической, потенциальной и диссипационной энергии действительной системы и модели.

Таблица 2

№ элемента по рис. 3	J_1 [kgm ²]	k_1 [$\frac{Nm}{rad}$]	C_1 [$\frac{Nm}{rad}$]
1	$1425,0 \times 10^{-2}$	$0,20 \times 10^5$	$0,236 \times 10^3$
2	$7,29 \times 10^{-2}$	$0,159 \times 10^7$	$0,113 \times 10^2$
3	$56,31 \times 10^{-2}$	$0,110 \times 10^8$	$0,415 \times 10^2$
4	$10,84 \times 10^{-2}$	$0,114 \times 10^9$	$0,152 \times 10^3$
5	$9,59 \times 10^{-2}$	$0,790 \times 10^8$	$0,989 \times 10^2$
6	$3,31 \times 10^{-2}$	$0,334 \times 10^8$	$0,447 \times 10^2$
7	$8,86 \times 10^{-2}$	$0,394 \times 10^8$	$0,481 \times 10^2$
8	$6,47 \times 10^{-2}$	$0,944 \times 10^8$	$0,935 \times 10^2$
9	$8,52 \times 10^{-2}$	$0,561 \times 10^9$	$0,226 \times 10^3$
10	$9,38 \times 10^{-2}$	$0,246 \times 10^{10}$	$0,350 \times 10^3$
11	$1,33 \times 10^{-2}$	$0,132 \times 10^{10}$	$0,131 \times 10^3$
12	$1,46 \times 10^{-2}$	$0,129 \times 10^{10}$	$0,100 \times 10^3$
13	$2,27 \times 10^{-2}$	$0,614 \times 10^{10}$	$0,246 \times 10^3$
14	$0,46 \times 10^{-2}$	$0,459 \times 10^{10}$	$0,140 \times 10^3$
15	$1,14 \times 10^{-2}$	$0,765 \times 10^{10}$	$0,166 \times 10^3$
16	$292,7 \times 10^{-2}$	$0,113 \times 10^{11}$	$0,378 \times 10^3$
17	$2,60 \times 10^{-2}$	$0,191 \times 10^8$	$0,216 \times 10^3$

Вычисленные величины числовые параметров модели, приведённые на вал двигателя указаны в таблице 2.

4. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

На основании принятой физической модели, составлена математическая модель, которая является системой дифференциального уравнения движения. Эти уравнения составлены при помощи уравнений Лагранжа (Lagrange'a) второго рода и записано их в виде матрицы:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = M_p(t)$$

Частоту собственных колебаний рассматриваемой модели определено из уравнения свободных недемпфируемых колебаний. Их определено цифровым методом используя программу ДРГА (DRGA) на электронно-вычислительной машине (ЕМС) ODRA 1305.

Численные величины частоты собственных колебаний и соответствующие им угольные скорости указаны в таблице 3.

Вышеуказанная модель схемы привода была также основанием для определения комплексной функции динамической податливости, которую можно принимать в качестве характеристики главного привода комбайна.

Эту функцию определено, используя метод графов [6], [7], а в итерационных вычислениях использована система ДРГА (DRGA) [8] которая является опrogramмированием метода гибридных графов в вибрационных испытаниях сложных механических систем. На основании этих вычислений определено абсолютные величины функции динамической податливости $Y = \psi(f)$ главного привода комбайна КВБ-6 для модели без демпфирования и с демпфированием.

Анализируя частоту первых гармонических, возникающих от вращательного движения и зацепления (срав. таблица 1) элементов главного привода можно констатировать, что решающее значение на динамические параметры будут иметь виды колебаний частотой в пределах 0-277 [Hz].

Таблица 3

n	f_n [Hz]	n $\left[\frac{\text{rad}}{\text{сек}} \right]$
1	5,52	34,55
2	100,05	628,32
3	1 299,35	8 164,08
4	6 003,89	37 723,60
5	7 492,35	47 075,82
6	8 183,10	51 415,93
7	8 928,88	56 101,80
8	10 476,24	65 824,15
9	11 089,60	69 678,01
10	11 751,91	73 939,43
11	20 910,99	131 387,62
12	40 171,97	252 407,92
13	46 856,85	294 410,20
14	76 615,76	487 674,19
15	142 790,60	897 179,78
16	170 762,73	1 072 933,80
17	294 638,53	1 851 268,40

В этом пределе выступают две частоты собственных колебаний 5,52 [Hz] и 100,05 [Hz]. Из анализа расчётных величин функции динамической податливости следует, что в вышеуказанном пределе частот достигается две максимальные величины для 5 [Hz] и 100 [Hz]. С целью оценки влияния демпферирования — "С" на максимальную величину функции динамической податливости, введено так называемое "число превышения" — "б",

$$\delta = \frac{Y}{Y_{st}}$$

где:

- Y — величина динамической податливости для доминантной частоты,
 Y_{st} — величина статической податливости.

В таблице 4 указаны числа превышения "б" для трёх доминирующих частот:

Таблица 4

f [Hz]	5,0	100	1300
δ	2,62	0,42	0,0016

На основании анализа комерных вычислений модели главного привода с 17 степеней свободы, определено, что доминирующее значение в связи с динамическими процессами, происходящими в системе, имеют две первые частоты свободных колебаний.

Поэтому дальнейший анализ динамических явлений, происходящих в главном приводе комбайна КВБ-6, можно провести на физической модели с двумя степенями свободы.

Этот анализ главным образом имеет цель определения максимальных нагрузок упругих элементов в неопределённых состояниях условиях работы приводной системы. Для этой цели необходимо было составить модель, которая охватывала бы электрические и механические параметры. Такой моделью является электро-механическая модель электродвигателя, предложенный в [9].

Обобщёнными силами в этой модели являются напряжение питающее статор и момент нагрузки электродвигателя.

Диссипация энергии равна потерям, возникающих на сопротивлениях действующих электрообмоток электродвигателя, а также возможных потерь из внутреннего трения.

Принятая для дальнейшего рассмотрения электро-механическая модель главного привода угольного комбайна представлена на рис. 4.

Масса (1) является инертным моментом электродвигателя, который питается трёхфазным напряжением. Масса (2) является приведенный на вал электродвигателя инертный момент кинематической цепи главного привода комбайна.

Податливость "К" является приведенная податливость кинематической цепи главного привода.

Принимая за исходный пункт математическую модель одноклеточного электродвигателя [9], получено математическую модель, соответствующую индукционному двухклеточному электродвигателю и рабочей машины:

$$\sqrt{\frac{3}{2}} U_m = R_s \cdot i_s^T + (L'_{\sigma s} + \frac{3}{2} M) \frac{d}{dt} \cdot i_s^T + \frac{3}{2} M \frac{d}{dt} i_r^T + \frac{3}{2} M \frac{d}{dt} i_p^T + j \omega_0 \left[(L'_{\sigma s} + \frac{3}{2} M) i_s^T + \frac{3}{2} M i_r^T + \frac{3}{2} M i_p^T \right],$$

$$0 = R'_r i_r^T + \frac{3}{2} M \frac{d}{dt} i_s^T + (L'_{\sigma r} + M'_\Delta + \frac{3}{2} M) \frac{d}{dt} i_r^T + \frac{3}{2} (M + M'_\Delta) \frac{d}{dt} i_p^T + j (\omega_0 - p \frac{d\varphi_1}{dt}) \left[\frac{3}{2} M i_s^T + (L'_{\sigma r} + M'_\Delta + \frac{3}{2} M) i_r^T + (\frac{3}{2} M + M'_\Delta) i_p^T \right],$$

$$0 = R'_p i_p^T + \frac{3}{2} M \frac{d}{dt} i_s^T + (\frac{3}{2} M + M'_\Delta) \frac{d}{dt} i_r^T + (L'_{\sigma p} + M'_\Delta + \frac{3}{2} M) \frac{d}{dt} i_p^T + j (\omega_0 - \frac{d\varphi_1}{dt}) \left[\frac{3}{2} M i_s^T + (\frac{3}{2} M + M'_\Delta) i_r^T + (L'_{\sigma p} + M'_\Delta + \frac{3}{2} M) i_p^T \right],$$

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C_1 \dot{\varphi}_1 + C_2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k (\varphi_1 - \varphi_2) = j \frac{3}{2} p M \left[\gamma_s^T (i_s^T + i_p^T) - i_s^T (\gamma_r^T - \gamma_p^T) \right],$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + k (\varphi_2 - \varphi_1) = M_r(\tau).$$

где:

- M_s - индуктивность рассеяния обмоток фаз статора,
- M - главная индуктивность обмоток фаз статора,
- M'_Δ - индуктивность рассеяния общая для обеих клеток ротора для одной фазы,
- $L'_{\sigma r}$ - индуктивность рассеяния пусковой клетки одной фазы,
- $L'_{\sigma p}$ - индуктивность рассеяния рабочих клеток одной фазы,
- U_m - максимальная величина остаточного напряжения,
- J_1 - инертный момент ротора эл. двигателя,
- J_2 - приведенный инертный момент кинематической цепи главного привода,
- k - приведенная податливость кинематической цепи главного привода,
- C_1 - коэффициент демпферирования двигателя,

C_2 - коэффициент демпферирования кинематической цепи привода,
 $M_r(t)$ - приведенный момент нагрузки забойного органа.

Эта модель, предусматривающая кроме того явления, происходящие в процессе разработки каменного угля, будет являться основой для анализа количества динамических процессов происходящих в ходе эксплуатации угольного комбайна КВБ-6.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] К. Мальхерек: Динамика станков. НТИ, Варшава 1974.
- [2] Е.Ю. Ривин: Динамика привода станков. Машиностроение, Москва 1966.
- [3] М.В. Фаворин: Моменты инерции тел. Справочник, Машиностроение, Москва 1977.
- [4] В.Л. Вейц: Динамика машинных агрегатов. Машиностроение, Ленинград 1969.
- [5] А.В. Докунин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин: Статическая динамика горных машин. Машиностроение, Москва 1978.
- [6] И. Войнаровский, Е. Свидер: Методы фиктивных источников переменной полюсной, как способ определения динамической податливости сложных механических систем. Теоретическая и Применяемая Механика. Тетрад 2, 1978.
- [7] И. Войнаровский: Графы и числа структуральные как модели механических систем. Силезская Политехника, ПТМТС - отделение Гливице, Тетрадь 38. Гливице 1977.
- [8] Я. Свидер: Гибридные графы в моделировании вибрационных механических систем с линейными соединениями. Докторская работа. Силезская Политехника, Гливице 1981.
- [9] А. Пухала: Динамика машин и электромеханических систем. НТИ, Варшава 1977.

Recenzent: Prof. dr inż. Włodzimierz SIKORA

Wpłynęło do Redakcji: marzec 1986 r.

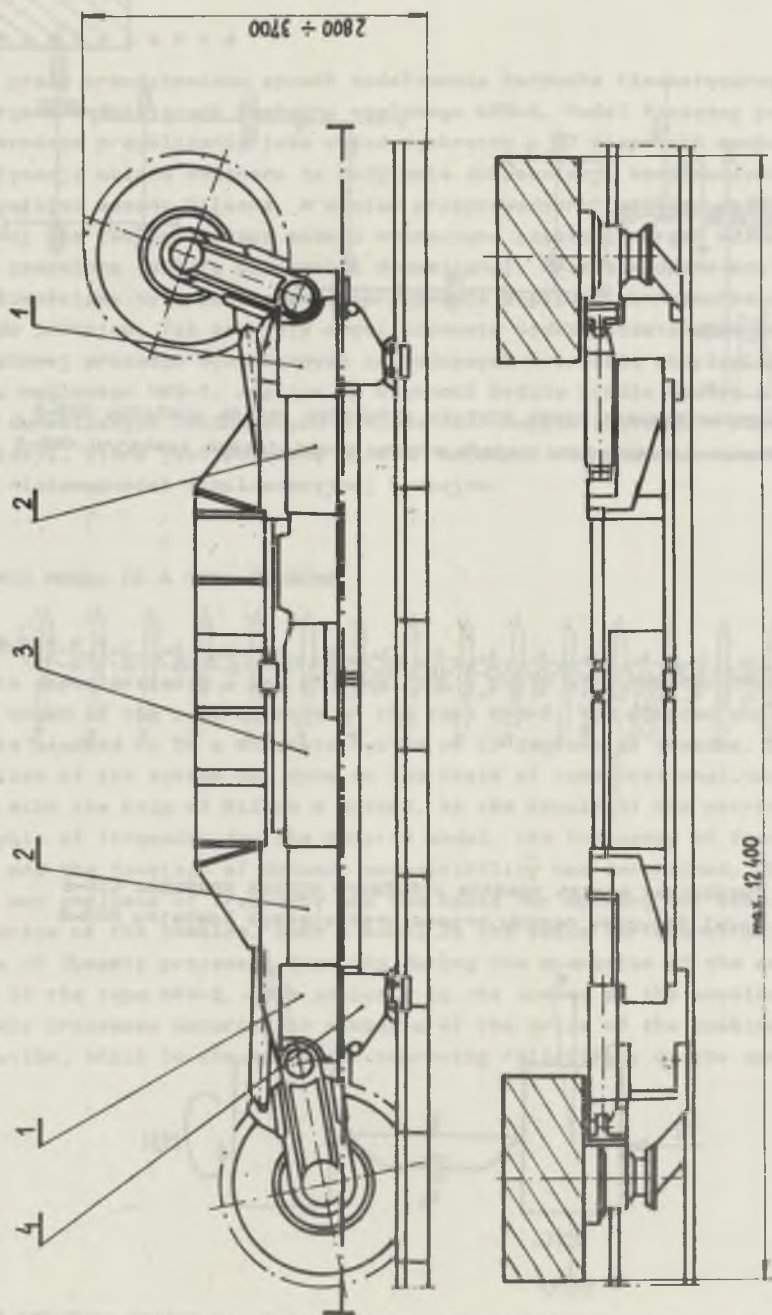


Рис. 1. Схема очистного комбайна КВБ-6

Рус. 1. Schemat kombaјnu KWB-6

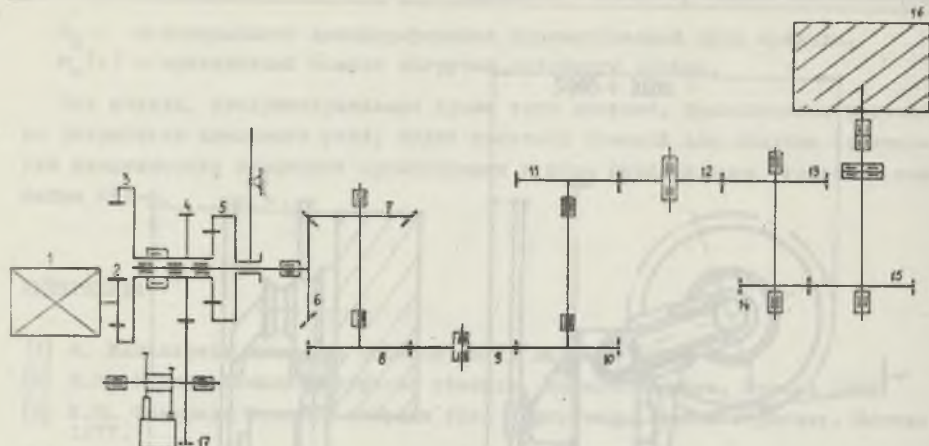


Рис. 2. Кинематическая схема привода отбойного органа комбайна КВБ-6
 Rys. 2. Schemat kinematyczny napędu organu urabiającego kombajnu KWB-6

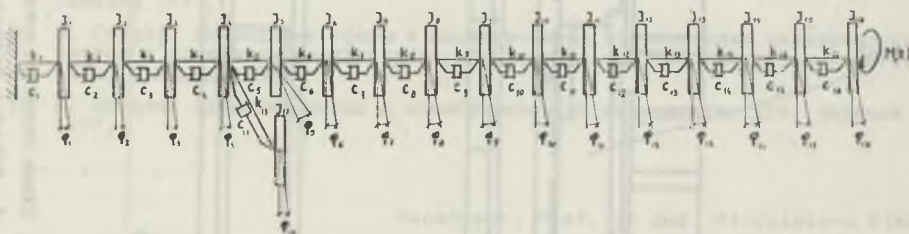


Рис. 3. Физическая модель привода отбойного органа комбайна КВБ-6
 Rys. 3. Model fizyczny napędu organu urabiającego kombajnu KWB-6

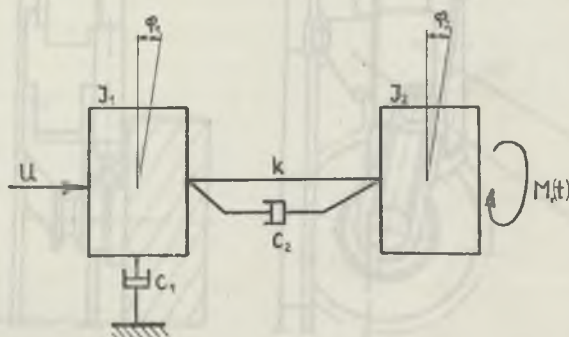


Рис. 4. Электромеханическая модель привода отбойного органа комбайна КВБ-6
 Rys. 4. Model elektromechaniczny napędu organu urabiającego kombajnu KWB-6

MODEL DYNAMICZNY KOMBAJNU WĘGLOWEGO

S t r e s z c z e n i e

W pracy przedstawiono sposób modelowania łańcucha kinematycznego napędu organu urabiającego komбайnu węglowego KWB-6. Model fizyczny przyjęto w pierwszym przybliżeniu jako układ dyskretny o 17 stopniach swobody. Dyskretyzacji układu dokonano na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej wykorzystując metodę Wilsona. W wyniku przeprowadzonej analizy częstotliwościowej dla tak przyjętego modelu wyznaczono częstości drgań własnych oraz zespoloną funkcję podatności dynamicznej. Przeprowadzona analiza częstotliwościowa była podstawą do opracowania modelu elektromechanicznego napędu komбайnu. Tak przyjęty model stanowić będzie podstawę do analizy ilościowej procesów dynamicznych zachodzących w trakcie eksploatacji komбайnu węglowego KWB-6. Analiza ta stanowić będzie źródło wiedzy o procesach dynamicznych zachodzących w elementach napędu komбайnu w czasie eksploatacji, która jest podstawą działań mających na celu zapewnienie wysokiej niezawodności eksploatacyjnej komбайnu.

DYNAMIC MODEL OF A COAL COMBINE

S u m m a r y

The paper presents a way of modelling a chain of kinematic drive of mining organ of the coal-combine of the type KWB-6. The adopted physical model is assumed to be a discrete system of 17 degrees of freedom. Discretization of the system was done on the basis of constructional documentation with the help of Wilson's method. As the result of the carried out analysis of frequency for the adopted model, the frequency of free vibration and the function of dynamic susceptibility was determined. The carried out analysis of frequency was the basis for working out electromagnetic drive of the combine. Such a model is the basis for quantitative analysis of dynamic processes occurring during the operation of the coal combine of the type KWB-6. That analysis is the source of the knowledge of dynamic processes occurring in elements of the drive of the combine during operation, which is the basis for improving reliability of the combine.