

РЕЗУЛЬТАТЫ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ОДНОВАЛКОВОЙ ШАХТНОЙ ДРОБИЛКИ ДЛЯ КРЕПКИХ ПОРОД

Гуляев В.Г. докт. тех. наук., проф., Кондрахин В.П. докт. тех. наук., проф., Тарасенко В.А. канд. техн. наук, доц.

Донецкий государственный технический университет

Выполнена структурно-параметрическая оптимизация одновалковой шахтной дробилки с учетом различных режимов её работы.

The structural-parameter optimization of an single-roll mine crusher taking into account of various modes of its functioning is executed.

Одной из перспективных дробилок, предназначенных для дробления пород с коэффициентом крепости до 16-18 ед. по шкале профессора М.М. Протодьяконова непосредственно в шахте, является одновалковая гирационная дробилка ДВ [1]. Однако разработка дробилок такого типа сдерживается из-за отсутствия методик расчета нагрузок в узлах этих машин и выбора их рациональных структуры и параметров. Для решения этой задачи в ДонГТУ была разработана комплексная имитационная математическая модель функционирования одновалковой дробилки [2-4] и методика её структурно-параметрической оптимизации [3-5].

Оптимизационные вычислительные эксперименты осуществлены в четыре этапа, на каждом из которых производилось уточнение рациональных параметров и структур привода дробилки. Общее количество вариантов составило: для I-го этапа – 2187; для II-го этапа – 1875; для III-го этапа – 72; для IV-го этапа – 600. При этом продолжительность проведения вычислительных экспериментов составила около 800 часов машинного времени на персональной ЭВМ с процессором Pentium 233 MMX.

Предварительные вычислительные исследования с использованием упрощённых математических моделей для исследования кинематических составляющих нагрузки и процесса срабатывания предохранительного устройства [4] позволили установить три (из 12 возможных) наиболее рациональных варианта расчетных динамических схем привода дробилки: № 1, 2 и 3, которые и рассматривались в оптимизационных исследованиях. Схема 1 принята в качестве базовой схемы и содержит маховик, момент инерции которого равен

$I_{max} = 16,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и упругую муфту в редукторе. Схема 2 основана на базовой схеме, при этом в ней отсутствует пальцевая упругая муфта. Схема 3 представляет собой вариант конструкции дробилки с дополнительной упругой муфтой между маховиком и исполнительным органом (ИО).

На основе исследований [3-5] в качестве функций цели для выполнения оптимизационных вычислительных исследований были приняты: средние квадратические отклонения (с.к.о.) электромагнитного момента электродвигателя M_d (k_1 , кНм), крутящего момента в редукторе M_1 (k_2 , кНм) и радиального усилия на валу вала R_6 (k_4 , кН) в установившемся режиме работы, а также максимальные момент в редукторе M_{1max} (k_3 , кНм) и усилие на опорах вала R_{6max} (k_5 , кН) при стопорении ИО недробимым предметом. Показатели степени α_j функции принадлежности [5] для всех этапов оптимизационных исследований принимались соответственно $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 2$, $\alpha_4 = \alpha_5 = 1$.

Численные значения параметрических ограничений приведены в табл. 1. Функциональные ограничения по скорости взаимодействия ИО с разрушаемым материалом, по количеству срабатываний предохранительных устройств, по переполнению дробилки, по количеству опрокидываний электродвигателя в номинальном режиме работы и по выходу срезных элементов предохранительных устройств в зону пластических деформаций в номинальных режимах работы дробилки описаны в работе [5].

Таблица 1 – Параметрические ограничения

i	Параметр	Обозначение	$P_{i \min}$	$P_{i \max}$
1	Момент инерции маховика, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	P_1	0	200
2	Эксцентриситет вала вала, мм	P_2	5	25
4	Диаметр пальца 1-го предохранительного устройства (ПУ), мм	P_4	5	40
5	Диаметр пальца 2-го ПУ, мм	P_5	5	40

Для оценки максимально возможной производительности дробилки рассматривались три различных потока горной массы с производительностью соответственно $Q_n = 36, 45$ и 54 т/ч. При этом в первую очередь рассматривались варианты для наибольшей производительности, а затем, если не выполнялись условия функциональных ограничений, потоки с меньшей производительностью. Если же определенный набор параметров обеспечивал нормальное функционирование дробилки при максимальной производительности в 54 т/ч, то

варианты с потоками меньшей производительности не моделировались.

Оптимизационные исследования проводились для следующих исходных данных: плотность потока горной массы $\rho = 3 \text{ т/м}^3$, крепость $f_{\text{п}} = 10$ ед. по шкале проф. М.М. Протодьяконова, классы крупности $G = [0,100; 0,150; 0,200; 0,250; 0,300]$ м, распределение между классами $P_G = [0,25; 0,25; 0,25; 0,25]$, коэффициент формы куска $\alpha_{\text{п}} = 0,454$. При моделировании исходного питания получен поток с фактическим распределением $P_G = [0,25; 0,24; 0,29; 0,22]$.

Нормирование критериев качества производилось на каждом этапе, а также для результатов всех этапов исследований с целью обеспечения удобства их сравнительного анализа. Оптимизируемые параметры и их численные значения для проведения I-го этапа оптимизационных экспериментов приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Оптимизируемые параметры при проведении I-го этапа оптимизационных экспериментов

Параметры	Обозначения		Значения		
Момент инерции маховика, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	I_{max}	P_1	13,4	16,8	20,2
Эксцентриситет вала валка, мм	e	P_2	8	10	12
Угловая скорость вращения исполнительного органа, с^{-1}	ω_5	P_3	18,9	23,6	28,3
Диаметр пальца 1-го ПУ, мм	d_{34}	P_4	14	18	22
Диаметр пальца 2-го ПУ, мм	d_{67}	P_5	12	15	18
Вариант схемы привода	№	P_6	1	2	3

Параметры девяти наилучших вариантов для I-го этапа оптимизационных экспериментов приведены в табл. 3.

Из анализа таблицы следует, что:

1) оптимальные решения по обобщённому критерию качества ζ при максимально возможной производительности дробилки в 54 т/ч для трёх рассматриваемых значений производительности исходного питания $Q_{\text{п}} = 36, 45$ и 54 т/ч достигаются при угловой скорости вращения ИО $29,6 \text{ с}^{-1}$ и величине эксцентриситета вала валка 8 мм;

2) рациональные значения диаметров срезных устройств, обеспечивающие номинальное функционирование ПУ, на первом этапе оптимизации составляют для 1-го ПУ – 18 мм и для 2-го ПУ – 15 мм;

3) на первом этапе оптимизации изменение значений момента инерции маховика ($\pm 20\%$) не оказывает существенного влияния на

величину обобщённого критерия качества, что подтверждает необходимость расширения этого диапазона в дальнейших экспериментах;

4) вид структурной схемы не оказывает существенного влияния на динамику привода дробилки для данных наиболее реальных параметров. Однако базовый вариант расчётной схемы привода (схема 1) является предпочтительным, и дальнейшие оптимизационные исследования проводились для варианта схемы № 1.

Таблица 3 – Результаты I-го оптимизационного эксперимента

№	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	Q_{II}	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	ζ
1	16.8	8	29.6	18	15	1	54	1.49	1.24	25.1	126	4080	0.787
2	20.2	12	19.7	18	15	3	36	1.67	1.39	25.6	103	3560	0.782
3	16.8	8	29.6	18	15	3	54	1.43	1.23	25.5	139	4200	0.776
4	20.2	8	29.6	18	15	1	54	1.51	1.28	25.1	138	4080	0.772
5	13.4	10	23.7	18	18	1	45	1.70	1.37	25.3	121	3810	0.764
6	13.4	8	29.6	18	18	3	54	1.50	1.28	25.5	144	4130	0.762
7	16.8	8	29.6	18	18	3	54	1.51	1.30	25.5	139	4200	0.761
8	16.8	8	29.6	18	18	2	54	1.54	1.26	25.3	141	4410	0.756
9	20.2	8	29.6	18	15	3	54	1.51	1.31	25.5	146	4260	0.753
10	16,8	10	23,7	18	15	1	45	2.86	2.46	25.6	218	3340	0.529

Сравнивая результаты опыта 1 первого этапа оптимизационных экспериментов и опыта 10, которому соответствуют параметры, предложенные институтом Донгипроуглемаш для экспериментального образца, следует отметить, что опыт 1 более предпочтителен по сравнению с опытом 10 (обобщённый критерий качества уменьшился с $\zeta = 0,787$ до $\zeta = 0,529$ за счёт значительного снижения неравномерности нагрузки в приводе дробилки). Так с.к.о. передаваемого момента в редукторе M_1 снизилось в 2 раза, с.к.о. момента на валу электродвигателя M_D – в 1,9 раза, с.к.о. радиального усилия на валу вала в номинальном режиме функционирования дробилки – в 1,7 раза. Однако, при этом, происходит увеличение максимального усилия на валу ИО на 22 %.

Таким образом, по результатам I-го этапа оптимизационных исследований, при поиске наиболее оптимальных параметров одновалковой дробилки типа ДВ может быть рекомендовано увеличение скорости вращения ИО и снижение величины эксцентриситета вала вал-

ка. При этом обеспечивается максимальная из рассматриваемых производительность дробилки при снижении неравномерности нагруженности её привода.

Последующие этапы оптимизации рассматривались с точки зрения обеспечения наибольшей производительности 54 т/ч. Оптимизируемые параметры и их численные значения для проведения последующих (II-го, III-го и IV-го) этапов оптимизационных экспериментов приведены в табл. 4-6.

На втором этапе оптимизационных исследований анализировался более широкий диапазон изменения момента инерции маховика и эксцентриситета вала ИО при выбранных ранее значениях его угловой скорости. Как установлено в работах [4, 6], увеличение момента инерции маховика приводит к увеличению нагрузок в приводе в режимах запуска и стопорения ИО недробимым предметом, и, следовательно, ранее найденные значения диаметров срезных пальцев на этом этапе уточнялись с целью обеспечения нормального функционирования предохранительных устройств

В табл. 7 представлены 10 наилучших вариантов II-го этапа оптимизационных экспериментов. Нумерация вариантов в таблицах 3, 7 и далее принята сплошная для удобства анализа результатов. Из анализа табл. 7 следует, что:

1) исключение из конструкции маховика существенно увеличивает обобщённый критерий качества с $\zeta = 0,787$ для опыта 1 (табл. 3) до $\zeta = 0,911$ для опыта 11, что объясняется снижением максимального усилия на валу ИО в режиме стопорения недробимым предметом на 62 % при несущественном увеличении неравномерности нагрузки в редукторе и электродвигателе (на 3 % и 9,4 % соответственно);

2) исключение из конструкции маховика должно сопровождаться исключением 2-го ПУ (поэтому отсутствует влияние параметра P_5 на результаты II-го этапа оптимизации);

3) в отличие от первого этапа оптимизации во втором имеются варианты с пониженной скоростью вращения ИО и большими значениями эксцентриситета, что свидетельствует о снижении доли неравномерности нагрузки (критериев качества k_1 , k_2 и k_4) в обобщённом критерии по сравнению с k_3 и k_5 .

Целью третьего этапа оптимизационных исследований являлось установление возможности увеличения величины эксцентриситета вала валка дробилки.

Таблица 4 – Оптимизируемые параметры II-го этапа оптимизации

Параметры	Обозначения		Значения				
Момент инерции маховика, кг·м ²	I_{max}	P_1	2	40	60	80	100
Эксцентриситет вала валка, мм	e	P_2	8	10	12	15	20
Угловая скорость вращения валка, с ⁻¹	ω_5	P_3	18,9	23,6	28,3	–	–
Диаметр срезного элемента 1-го ПУ, мм	d_{34}	P_4	15	18	20	22	25
Диаметр срезного элемента 2-го ПУ, мм	d_{67}	P_5	15	18	20	22	25

Таблица 5 – Оптимизируемые параметры III-го этапа оптимизации

Параметры	Обозначения		Значения				
Момент инерции маховика, кг·м ²	I_{max}	P_1	2	40	–	–	–
Эксцентриситет вала ИО, мм	e	P_2	20	25	–	–	–
Угловая скорость вращения ИО, с ⁻¹	ω_5	P_3	9,6	9,1	–	–	–
Диаметр срезного элемента 1-го ПУ, мм	d_{34}	P_4	18	20	22	25	27
Диаметр срезного элемента 2-го ПУ, мм	d_{67}	P_5	18	20	22	25	27

Таблица 6 – Оптимизируемые параметры IV-го этапа оптимизации

Параметры	Обозначения		Значения					
Момент инерции маховика, кг·м ²	I_{max}	P_1	40	50	60	70	80	100
Эксцентриситет вала валка, мм	e	P_2	8	10	–	–	–	–
Угловая скорость вращения валка, с ⁻¹	ω_5	P_3	29,5	23,6	–	–	–	–
Диаметр срезного пальца ПСПУ1, мм	d_{34}	P_4	16	17	19	21	23	–
Диаметр срезного пальца ПСПУ2, мм	d_{67}	P_5	16	17	19	21	23	–

Таблиця 7 – Результати II-го оптимізаційного експеримента

№	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	Q_n	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	ζ
11	2	10	19.7	15	15	1	54	1.63	1.28	17.7	149	2510	0.911
12	2	8	29.6	15	18	1	54	1.65	1.27	17.3	142	3190	0.905
13	2	8	29.6	15	22	1	54	1.67	1.28	17.3	142	3200	0.902
14	2	8	19.7	15	18	1	54	1.43	1.13	18.4	175	3080	0.901
15	2	10	19.7	15	25	1	54	1.71	1.36	17.7	160	2510	0.888
16	2	10	23.7	15	22	1	54	1.76	1.40	17.5	149	2760	0.884
17	2	8	19.7	15	20	1	54	1.49	1.20	18.4	185	3080	0.880
18	2	8	29.6	15	15	1	54	1.74	1.37	17.4	157	2990	0.879
19	2	10	19.7	15	18	1	54	1.74	1.41	17.7	166	2510	0.876
20	2	8	23.7	15	20	1	54	1.59	1.29	18.1	180	2930	0.875

При цьому розглядався варіант схеми приводу без маховика і варіант з збільшеним маховиком. Кутлова швидкість обертання ІО визначалася на проміжних оцінних дослідах з метою забезпечення швидкості взаємодії ІО V_{uo} з руйнуємым матеріалом, виключаючої виникнення фрикційного іскріння при збільшених значеннях ексцентриситету вала валка.

В табл. 8 представлено 10 найкращих варіантів III-го етапу оптимізації, аналіз яких дозволяє судити про значительний ріст нерівномірності навантаження в приводі внаслідок збільшення ексцентриситету вала валка. Так, порівняно з найкращим досвідом II-го етапу оптимізації (досвід 11) с.к.о. крутячого моменту в редукторі M_1 в номінальному режимі роботи збільшилось в 2,1 рази, с.к.о. електромагнітного моменту двигача в номінальному режимі – в 2 рази, максимальний момент в редукторі при стопоренні ІО – в 2,2 рази і зусилля на опорах валка при стопоренні ІО – в 1,5 рази.

В результаті цього величина обобщеного критерію якості варіанту приводу, запропонованого інститутом Донгіпроуглемаш (досвід 10) складає $\zeta = 0,529$, а найкращого варіанту III-го етапу оптимізації (досвід 21) – $\zeta = 0,451$.

Таблица 8 – Результаты III-го оптимизационного эксперимента

№	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	Q_{II}	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	ζ
21	2	20	9.7	22	25	1	54	3.23	2.64	38.6	156	3680	0.451
22	40	20	9.1	20	25	1	54	3.42	2.96	32.3	172	3300	0.443
23	40	20	9.7	22	20	1	54	3.35	2.91	39.0	169	3470	0.426
24	2	20	9.7	22	20	1	54	3.53	2.95	38.6	177	3680	0.404
25	2	20	9.7	22	22	1	54	3.54	2.99	38.6	178	3680	0.400
26	40	20	9.7	22	22	1	54	3.57	3.14	39.0	179	3530	0.396
27	2	20	9.1	22	22	1	54	3.72	3.14	38.7	187	3710	0.378
28	40	20	9.1	22	27	1	54	3.60	3.16	38.8	193	3710	0.378
29	2	20	9.1	22	25	1	54	3.64	3.14	38.7	197	3710	0.375
30	40	20	9.1	22	22	1	54	3.60	3.16	38.8	193	3710	0.378

Таким образом, увеличение эксцентриситета вала ИО дробилки не целесообразно как с точки зрения неравномерности нагрузки, так и формирования экстренных нагрузок, вызванных стопорением привода недробимым предметом.

Целью четвертого этапа оптимизационных исследований являлся поиск оптимальных значений параметров момента инерции маховика (для увеличенных значений) и диаметров срезных элементов ПУ при ранее установленных рациональных скоростях вращения ИО и эксцентриситетах вала вала.

В табл. 9 представлено 10 наилучших вариантов IV-го этапа оптимизации, свидетельствующих о том, что увеличение момента инерции маховика приводит к дальнейшему снижению неравномерности нагрузки в приводе дробилки. Однако обеспечение нормального функционирования предохранительных устройств требует увеличения диаметров срезных элементов и, как следствие, ведёт к росту нагрузок на подшипниковые опоры в режимах стопорения привода.

В результате этого обобщённый коэффициент качества ζ имеет меньшие значения, чем для опытов без маховика (определяющую роль в его формировании играют максимальные нагрузки в приводе).

Таблица 9 – Результаты IV-го оптимизационного эксперимента

№	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	$Q_{\text{п}}$	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	ζ
31	50	8	29.6	19	16	1	54	1.31	1.16	28.4	131	4430	0.762
32	70	8	29.6	19	17	1	54	1.28	1.15	28.1	127	5240	0.736
33	60	8	29.6	19	17	1	54	1.39	1.24	28.1	134	5050	0.720
34	50	8	29.6	19	23	1	54	1.31	1.16	28.1	130	5450	0.718
35	60	8	29.6	19	21	1	54	1.40	1.26	28.1	140	5090	0.711
36	70	8	29.6	19	19	1	54	1.37	1.23	28.1	144	5250	0.706
37	80	8	29.6	19	19	1	54	1.34	1.21	28.1	138	5420	0.706
38	60	8	29.6	19	19	1	54	1.46	1.31	28.1	149	5070	0.694
39	40	8	29.6	19	17	1	54	1.59	1.41	28.0	158	4700	0.683
40	60	8	29.6	19	16	1	54	1.51	1.36	28.1	156	5050	0.680

Из табл. 9 видно, что для увеличенных маховиков целесообразно повышение скорости вращения ИО и снижение значения эксцентриситета вала валка. При этом для всех вариантов отличие по обобщённому критерию качества не превышает 5 % при значительном изменении величины момента инерции маховика в пределах от 40 кг·м² до 100 кг·м².

Из анализа табл. 3 и 7 следует, что малые значения моментов инерции маховика (табл. 7), с одной стороны, снижают неравномерность нагрузки в приводе, а, с другой, приводят к формированию незначительных максимальных нагрузок при стопорении ИО недробимым предметом. Опыты II-го этапа оптимизации также свидетельствуют о целесообразности уменьшения эксцентриситета вала ИО и увеличения скорости его вращения.

Данные оптимизационных исследований свидетельствуют о том, что снижение неравномерности нагрузки возможно не только за счёт запасенной кинетической энергии вращающегося маховика, но и за счёт изменения свойств привода в целом, обеспечивающих отстройку собственной частоты привода от рабочих частот внешней нагрузки с целью избежания резонансных явлений.

Таким образом в результате оптимизационных вычислительных исследований установлены рациональная структура привода и пара-

метры одновалковой дробилки ДВ. Для рассмотренных представительных условий эксплуатации дробилки разработаны следующие рекомендации:

– для снижения максимальных нагрузок в приводе и обеспечения эффективного функционирования предохранительных устройств в переходных режимах работы (при пуске дробилки и стопорении её недробимым препятствием) целесообразно исключить маховик, упругую муфту и второе предохранительное устройство из конструкции одновалковой дробилки ДВ;

– в случае, если основное значение будет отдаваться снижению неравномерности нагрузки в приводе при обеспечении достаточного запаса прочности по отношению к экстренным нагрузкам в переходных режимах работы, целесообразно увеличить момент инерции маховика с $16,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ до $40 \dots 100 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

– для снижения неравномерности нагрузки целесообразно уменьшить величину эксцентриситета вала валка на 20 % с одновременным увеличением на 20 % частоты вращения ИО.

Окончательный вариант оптимальных структуры и параметров дробилки для рассмотренных условий эксплуатации может быть выбран с использованием результатов промышленных испытаний дробилки ДВ.

Список источников.

1. Кондрахин В.П., Мизин В.А., Малородов В.Г., Ольховский О.В. Шахтная валковая дробилка для крепких пород // Уголь Украины, – 1994. – № 9. – С. 15-16.
2. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Комплексная имитационная модель функционирования одновалковой гирационной дробилки // Сб. научн. трудов Национальной горной академии Украины. – Днепропетровск: НГА Украины, – 1998. – № 3, том 6. – С. 67-71.
3. Кондрахин В.П. Математическое моделирование рабочих процессов и оптимизация структуры и параметров породоразрушающих горных машин: Дисс... докт. техн. наук: 05.05.06. – Донецк, 1999. – 418 с.
4. Тарасенко В.А. Моделирование рабочих процессов и обоснование параметров одновалковой шахтной дробилки для крепких пород: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.06. – Донецк, 2000. – 271 с.
5. Гуляев В.Г., Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Методика структурно-параметрической оптимизации одновалковой шахтной дробилки для крепких пород // в этом сборнике статей.
6. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Имитационное моделирование процесса функционирования предохранительных устройств в приводе шахтной дробилки // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГТУ, – 2000. № 4 – С. 132-134.