

С.В. Фелоненко, К.М. Бас

ПОСТРОЕНИЕ СХЕМЫ НАБОРА РЕЗЦОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ УРАВНОВЕШЕННОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ТИПА

Определены геометрические параметры для построения схемы набора резцов на участках исполнительного органа проходческого комбайна избирательного типа. Предложена методика определения производительности проходческого комбайна при работе новой конструкции коронки и технологии ведения работ. Исходя из реальных динамических нагрузок показаны схемы сил, действующих на детали узла вращения коронки комбайна, и формулы для их определения.

ПОБУДОВА СХЕМИ НАБОРУ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МІЦНОСТІ ВРІВНОВАЖЕНОГО ВИКОНАВЧОГО ОРГАНА ПРОХІДНИЦЬКОГО КОМБАЙНА ВИБІРКОВОГО ТИПУ

Визначено геометричні параметри для побудови схеми набору різців на ділянках виконавчого органа прохідницького комбайна вибіркового типу. Запропонована методика визначення продуктивності прохідницького комбайна при роботі нової конструкції коронки та технології ведення робіт. Виходячи з реальних динамічних навантажень показано схеми сил, які діють на деталі вузла обертання коронки комбайна, та формули для їх визначення.

ON DEVELOPMENT OF A CUTTER SET SCHEME AND DETERMINATION OF STRENGTH PARAMETERS OF THE COUNTER BALANCED EXECUTIVE BODY OF THE MINING MACHINE OF SELECTIVE TYPE

Geometrical parameters of a cutter set scheme of the executive body for selective mining machine are defined. The determination, technique of the mining, machine efficiency with new cutter crown while operation is offered. Proceeding from real dynamic loadings, calculation schemes and applied forces are developed. Relations for the forces determination are shown.

ВВЕДЕНИЕ

Применяемые в настоящее время конструкции исполнительных органов про-

ходческих комбайнов избирательного типа [1] отличаются большим разнообразием, но какой бы не была конструкция исполнительного органа, основная роль отводит-

ся уменьшению или исключению полностью вредных динамических нагрузок (вибраций) как на режущий инструмент, так и на корпус коронки. Кроме этого, динамические нагрузки передаются по цепочке от исполнительного органа на шпоночные и шлицевые соединения, зубчатые муфты и передачи и далее на ротор электродвигателя, что может вызвать его перегрев. Из-за этого значительно уменьшается временной ресурс работы механизма в целом. Важную роль в устранении этих недостатков играет схема набора резцов на исполнительном органе. Она может иметь несколько заходов по винтовой поверхности.

Даже при достижении одновременного контакта определенного количества резцов с горным массивом при вращении исполнительного органа пиковых динамических нагрузок не избежать [2] из-за неоднородности геологического строения разрушаемого массива и различной крепости прослоев горных пород. Все эти вредные факторы частично или полностью удаляются в комбайнах бурового типа с роторным исполнительным органом, состоящим, например, из двух или трех лучевых шайб, вращающихся навстречу друг другу в противоположных направлениях. Но присутствует схема одновременного контакта всех резцов с массивом. Нами предложена конструкция исполнительного органа избирательного типа, режущая коронка (может быть любой формы) которого состоит из двух продольных (по оси стрелы комбайна) участков, которые при поперечном движении стрелы комбайна контактируют с массивом не всеми резцами, а примерно половиной. В этом случае необходимо так рассчитать и подобрать схему набора резцов и геометрических параметров исполнительного органа, чтобы появилась возможность полного или почти полного уравнивания исполнительного органа при вращении участков в противоположные стороны.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ПРИМЕРНОГО ПОСТРОЕНИЯ СХЕМЫ РАССТАНОВКИ РЕЗЦОВ

Исходные данные (для примера):

- шаг резания для передней и задней частей – 10 мм;
- число линий резания на передней и задней частях – 40;
- число резцов в одной линии резания – 2.

Как следствие, число резцов, расположенных на передней части коронки, – 80 и на задней – 80, не считая забурника;

- угловой шаг установки резцов исходя из схемы [3].

Прежде, чем определить угловой шаг установки резцов, необходимо обеспечить одинаковое количество резцов, находящихся в любой момент времени в работе, и постоянное значение крутящего момента на валу коронки. Этот вопрос решается за счет правильного выбора схемы расстановки резцов и выбора количества заходов траектории.

Расчет ведем для одного резца в линии резания.

В связи с этим принимаем число заходок траектории равное 3. Каждая заходка траектории смещена относительно предыдущей на 120° . Для передней и задней частей – в первой заходке по 14 резцов, а во второй и третьей – по 13. А для установки второго резца принимаем еще три траектории, которые будут смещены относительно первых на 180° .

Определение углового шага установки резцов $\alpha_{и}$ производится из условия, что приращению радиуса установки резца Δr должно соответствовать пропорциональное приращение углового шага $\Delta \alpha$ [3].

Приняв $\Delta \alpha = 2^\circ$, определим

$$\alpha_0 = \frac{120^\circ - [(m-1)m/2] \cdot \Delta \alpha}{m},$$

где m – число угловых шагов в одной заходке;

120° – сумма углов заходки.

– для передней части коронки:

I заход

$$\alpha_0 = \frac{120^\circ - [(13-1)13/2] \cdot 2}{13} = -2,77^\circ .$$

угловой шаг

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= \alpha_0 = -2,77^\circ \\ \alpha_4 &= \alpha_0 + \Delta\alpha = -2,77 + 2 = -0,77^\circ \\ \alpha_7 &= \alpha_0 + 2 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 2 \cdot 2 = 1,23^\circ \\ \alpha_{10} &= \alpha_0 + 3 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 3 \cdot 2 = 3,23^\circ \\ \alpha_{13} &= \alpha_0 + 4 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 4 \cdot 2 = 5,23^\circ \\ \alpha_{16} &= \alpha_0 + 5 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 5 \cdot 2 = 7,23^\circ \\ \alpha_{19} &= \alpha_0 + 6 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 6 \cdot 2 = 9,23^\circ \\ \alpha_{22} &= \alpha_0 + 7 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 7 \cdot 2 = 11,23^\circ \\ \alpha_{25} &= \alpha_0 + 8 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 8 \cdot 2 = 13,23^\circ \\ \alpha_{28} &= \alpha_0 + 9 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 9 \cdot 2 = 15,23^\circ \\ \alpha_{31} &= \alpha_0 + 10 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 10 \cdot 2 = 17,23^\circ \\ \alpha_{34} &= \alpha_0 + 11 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 11 \cdot 2 = 19,23^\circ \\ \alpha_{37} &= \alpha_0 + 12 \cdot \Delta\alpha = -2,77 + 12 \cdot 2 = 21,23^\circ\end{aligned}$$

II и III заходки

$$\alpha_0 = \frac{120^\circ - [(12-1)12/2] \cdot 2}{12} = -1^\circ .$$

угловой шаг

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= \alpha_0 = -1^\circ \\ \alpha_5 &= \alpha_0 + \Delta\alpha = -1 + 2 = 1^\circ \\ \alpha_8 &= \alpha_0 + 2 \cdot \Delta\alpha = -1 + 2 \cdot 2 = 3^\circ \\ \alpha_{11} &= \alpha_0 + 3 \cdot \Delta\alpha = -1 + 3 \cdot 2 = 5^\circ \\ \alpha_{14} &= \alpha_0 + 4 \cdot \Delta\alpha = -1 + 4 \cdot 2 = 7^\circ \\ \alpha_{17} &= \alpha_0 + 5 \cdot \Delta\alpha = -1 + 5 \cdot 2 = 9^\circ \\ \alpha_{20} &= \alpha_0 + 6 \cdot \Delta\alpha = -1 + 6 \cdot 2 = 11^\circ \\ \alpha_{23} &= \alpha_0 + 7 \cdot \Delta\alpha = -1 + 7 \cdot 2 = 13^\circ \\ \alpha_{26} &= \alpha_0 + 8 \cdot \Delta\alpha = -1 + 8 \cdot 2 = 15^\circ\end{aligned}$$

углы установки

$$\begin{aligned}\alpha_1^I &= 0 \\ \alpha_4^I &= -3^\circ \\ \alpha_7^I &= -2^\circ \\ \alpha_{10}^I &= -1^\circ \\ \alpha_{13}^I &= 3^\circ \\ \alpha_{16}^I &= 8^\circ \\ \alpha_{19}^I &= 15^\circ \\ \alpha_{22}^I &= 24^\circ \\ \alpha_{25}^I &= 35^\circ \\ \alpha_{28}^I &= 49^\circ \\ \alpha_{31}^I &= 64^\circ \\ \alpha_{34}^I &= 81^\circ \\ \alpha_{37}^I &= 100^\circ \\ \alpha_{40}^I &= 120^\circ\end{aligned}$$

углы установки (II заходка)

$$\begin{aligned}\alpha_2^I &= 120^\circ \\ \alpha_5^I &= 119^\circ \\ \alpha_8^I &= 120^\circ \\ \alpha_{11}^I &= 123^\circ \\ \alpha_{14}^I &= 128^\circ \\ \alpha_{17}^I &= 135^\circ \\ \alpha_{20}^I &= 144^\circ \\ \alpha_{23}^I &= 155^\circ \\ \alpha_{26}^I &= 168^\circ\end{aligned}$$

$$\alpha_{29} = \alpha_0 + 9 \cdot \Delta\alpha = -1 + 9 \cdot 2 = 17^\circ$$

$$\alpha_{32} = \alpha_0 + 10 \cdot \Delta\alpha = -1 + 10 \cdot 2 = 19^\circ$$

$$\alpha_{35} = \alpha_0 + 11 \cdot \Delta\alpha = -1 + 11 \cdot 2 = 21^\circ$$

$$\alpha_{29}^{\downarrow} = 183^\circ$$

$$\alpha_{32}^{\downarrow} = 200^\circ$$

$$\alpha_{35}^{\downarrow} = 219^\circ$$

$$\alpha_{38}^{\downarrow} = 240^\circ$$

углы установки (IV заходка)

$$\alpha_3^{\downarrow} = 240^\circ \quad \alpha_{24}^{\downarrow} = 275^\circ$$

$$\alpha_6^{\downarrow} = 239^\circ \quad \alpha_{27}^{\downarrow} = 288^\circ$$

$$\alpha_9^{\downarrow} = 240^\circ \quad \alpha_{30}^{\downarrow} = 303^\circ$$

$$\alpha_{12}^{\downarrow} = 243^\circ \quad \alpha_{33}^{\downarrow} = 320^\circ$$

$$\alpha_{15}^{\downarrow} = 248^\circ \quad \alpha_{36}^{\downarrow} = 339^\circ$$

$$\alpha_{18}^{\downarrow} = 255^\circ \quad \alpha_{39}^{\downarrow} = 360^\circ$$

$$\alpha_{21}^{\downarrow} = 264^\circ$$

– для задней части коронки: угловой шаг и углы установки будут такие же, как и для передней части коронки.

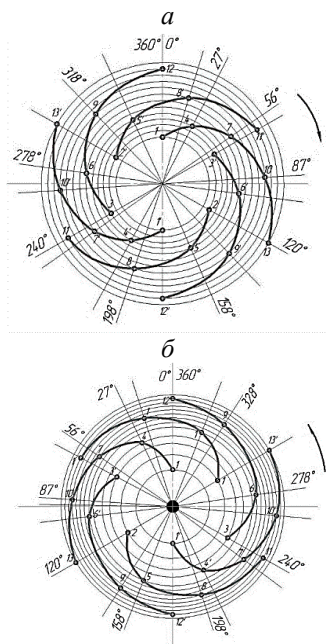


Рис. 1. Схема набора резцов на участках исполнительного органа проходческого комбайна избирательного типа: а – задняя часть коронки; б – передняя часть коронки

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Теоретическая производительность комбайна. Под теоретической производительностью комбайна понимают производительность, соответствующую непрерывной работе исполнительного органа по разрушению углей и пород в данных горно-геологических условиях.

Теоретическую производительность при разрушении углей обычно определяют в т/мин [1]

$$Q_{теор} = S \cdot V_n \cdot \gamma, \text{ т/мин,}$$

а пород в м³/мин

$$Q_{теор} = S \cdot V_n, \text{ м}^3/\text{мин,}$$

где S – площадь разрушаемого исполнительным органом сечения, перпендикулярного направлению подачи, м²;

V_n – скорость подачи исполнительного органа на забой в данных горно-геологических условиях, $V_n = 0,69$ м/мин;

γ – плотность угля, $\gamma = 1,44$ т/м³.

Для комбайнов с исполнительным органом избирательного действия в виде ко-

ронки, состоящей из двух частей (передней и задней), при поперечном разрезе значение S совпадает с площадью сечения заглубленной части коронки (рис. 2).

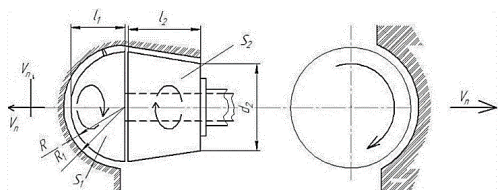


Рис 2. Расчетная схема для определения производительности

Передняя часть коронки имеет сферическую форму. Площадь ее сечения определяется по формуле

$$S_1 = 0,425\pi \cdot R_1^2, \text{ м}^2.$$

Задняя часть коронки имеет форму усеченного конуса. Площадь ее сечения определяется по формуле

$$S_2 = \frac{D+d_1}{2} l_2, \text{ м}^2.$$

Тогда площадь поперечного сечения всей коронки определяется

$$S = S_1 + S_2 = 0,425 \cdot \pi \cdot R_1^2 + \frac{D+d_1}{2} l_2, \text{ м}^2,$$

где R_1 – радиус сферической части исполнительного органа, $R_1 = 0,55$ м;

D – диаметр большего основания конической части, $D = 1$ м;

d_1 – меньший диаметр усеченного конуса, $d_1 = 0,8$ м;

l_2 – длина задней части коронки.

Техническая производительность комбайна. Под технической производительностью комбайна понимается максимально возможная производительность в конкретных условиях. Она меньше теоретической и ее определяют с учетом потерь времени, вызванных прерываниями в работе и зависящих от конструкции комбайна [1].

Техническая производительность определяется в $\text{м}^3/\text{мин}$,

$$Q_{\text{техн}} = K_{\text{техн}} \cdot Q_{\text{теор}}, \text{ м}^3/\text{мин}$$

или $\text{м}^3/\text{ч}$

$$Q_{\text{техн}} = 60K_{\text{техн}} \cdot Q_{\text{теор}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $K_{\text{техн}}$ – коэффициент технической возможной непрерывности работы комбайна

$$K_{\text{техн}} = \frac{1}{\frac{1}{K_{\Gamma}} + \frac{T_{\text{п.к.}} \cdot Q_{\text{теор}}}{L \cdot S_{\text{с}}}},$$

где K_{Γ} – коэффициент готовности комбайна, $K_{\Gamma} = 0,88$;

$T_{\text{п.к.}}$ – время простоев комбайна за цикл, $T_{\text{п.к.}} = 0,4$ мин;

L – длина проходки за цикл, м,

$L = l_1 + l_2$, м;

$S_{\text{с}}$ – площадь сечения выработки в проходке, м^2 , $S_{\text{с}} = 22$ м^2 .

Эксплуатационная производительность комбайна. Эксплуатационная производительность зависит от перечисленных выше факторов, а также от дополнительных простоев по организационно-техническим причинам не зависящим от конструкции комбайна [1].

Эксплуатационная производительность определяется в $\text{м}^3/\text{ч}$,

$$Q_{\text{э}} = 60 \cdot K_{\text{э}} \cdot Q_{\text{теор}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $K_{\text{э}}$ – коэффициент непрерывности работы, учитывающий все виды простоев при работе комбайна,

$$K_{\text{э}} = \frac{A}{\frac{1}{K_{\Gamma}} + \frac{(T_{\text{н.к.}} + T_{\text{н.о.}}) \cdot Q_{\text{теор}}}{L \cdot S_{\text{с}}}},$$

где $A = 0,8$ – коэффициент, учитывающий регламентированные перерывы в работе;

$T_{\text{н.о.}}$ – время простоев по организаци-

онно-техническим причинам на возведение крепи, обмен вагонеток, $T_{н.о.} = 0,1$ мин.

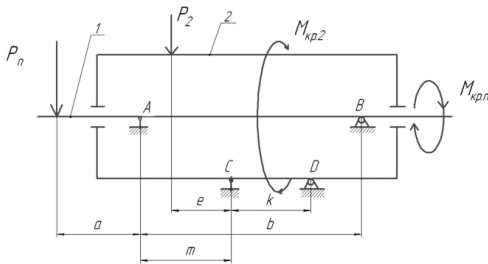
Степень использования технических возможностей комбайна в конкретных условиях его работы может характеризовать коэффициент, представляющий собой отношение

$$K_{этехн} = \frac{K_э}{K_{техн}}$$

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

После определения усилий, действующих на переднюю и заднюю части исполнительного органа проходческого комбайна, крутящих моментов на каждой из частей и общий крутящий момент на исполнительном органе, необходимо произвести прочностные расчеты наиболее нагруженных деталей узла вращения коронки комбайна.

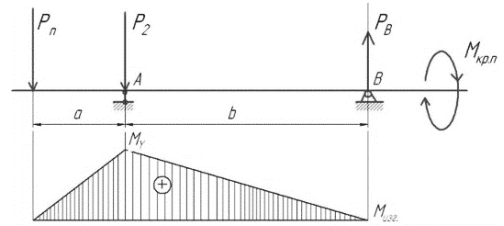
Расчетную схему нагружения внутреннего и наружного валов вращения частей коронки можно представить в следующем виде



Исходные данные:

1. Усилие на переднюю часть коронки – P_n , Н.
2. Усилие на заднюю часть коронки – P_2 , Н.
3. Крутящий момент на передней части коронки – $M_{кр.п}$, Н·м.
4. Крутящий момент на задней части коронки – $M_{кр.2}$, Н·м.

Построение эпюры изгибающих моментов на валу



$$\sum M_A = 0;$$

$$P_n \cdot a - R_B \cdot b = 0;$$

$$R_B = \frac{P_n \cdot a}{b}, \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$P_n(a+b) - R_A \cdot b = 0;$$

$$R_A = \frac{P_n(a+b)}{b}, \text{ Н}.$$

Изгибающий момент в сечениях вала

$$\text{I} \quad 0 \leq x_1 \leq a; M_{изг.} = P_n \cdot x_1;$$

$$\text{при } x_1 = 0, M_{изг.} = 0; \text{ при } x_1 = a, \\ M_{изг.} = P_n \cdot a, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{II} \quad 0 \leq x_2 \leq b; -M_{изг.} = -P_B \cdot x_2;$$

$$\text{при } x_2 = 0, M_{изг.} = 0; \text{ при } x_2 = b, \\ M_{изг.} = P_B \cdot b, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{Проверка: } \sum F_{iy} = 0; -P_n + R_A - R_B = 0.$$

Исходя из IV теории прочности, определяем диаметр вала в наиболее опасном сечении

$$M_{пр.IV} = \sqrt{M_y^2 + 0,75 \cdot M_{кр.п}^2};$$

$$M_y = M_{изг. \max}.$$

Требуемый осевой момент сопротивления

$$W \geq \frac{M_{np}}{[\sigma]},$$

где $[\sigma] = 600 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ – допустимое напряжение материала вала (сталь 40 X) [4].

Для круглого сечения вала

$$W = 0,1d^3.$$

Отсюда вычисляем требуемый диаметр вала

$$d \geq \sqrt[3]{10 \cdot W}, \text{ м.}$$

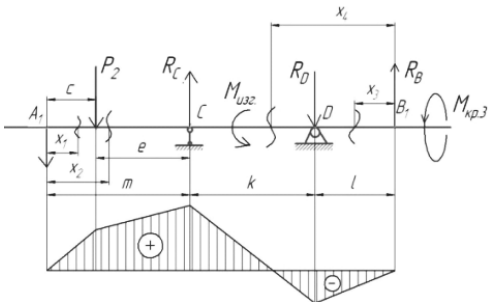
Так как исполнительный орган проходческого комбайна избирательного типа разрушает горную породу, состоящую из прослоек разной твердости и твердых включений, резцы коронки и приводной вал испытывают значительные динамические нагрузки. Учитывая эти факторы, диаметр вала в наиболее опасном сечении следует увеличить примерно на 15 – 25%.

Принимаем диаметр приводного вала в подшипниковой опоре А равным

$$d_1 = 1,07 \cdot d, \text{ м.}$$

Принимаем подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный №3634 с внутренним диаметром d , наружным диаметром D и шириной B .

Построение эпюр изгибающих моментов на валу



$$\sum M_c = 0;$$

$$R_A \cdot d + P_2 \cdot l - R_D \cdot k + P_B \cdot (k+l) = 0;$$

$$R_D = \frac{R_A \cdot d + P_2 \cdot l + P_B \cdot (k+l)}{k}, \text{ Н;}$$

$$\sum M_D = 0;$$

$$P_A \cdot (d+k) + P_2 \cdot (l+k) - R_c \cdot k + P_B \cdot l = 0;$$

$$R_c = \frac{P_A \cdot (d+k) + P_2 \cdot (l+k) + P_B \cdot l}{k}, \text{ Н.}$$

Изгибающие моменты в сечениях вала

$$\text{I} \quad 0 \leq x_1 \leq c, \quad M_{изг.} = P_A \cdot x_1;$$

при $x_1 = 0, \quad M_{изг.} = 0$; при $x_1 = c,$

$$M_{изг.} = P_A \cdot c.$$

$$\text{II} \quad 0 \leq x_2 \leq c+l;$$

$$M_{изг.} = P_A \cdot x_2 + P_2 \cdot (x_2 - c);$$

при $x_2 = c, \quad M_{изг.} = P_A \cdot c;$

при $x_2 = c+l,$

$$M_{изг.} = P_A \cdot (c+l) + P_2 \cdot (c+l-c).$$

$$\text{III} \quad 0 \leq x_3 \leq l; \quad -M_{изг.} = P_B \cdot x_3;$$

при $x_3 = 0, \quad M_{изг.} = 0$; при $x_3 = l,$

$$M_{изг.} = -P_B \cdot l.$$

$$\text{IV} \quad l \leq x_4 \leq (k+l);$$

$$-M_{изг.} = P_B \cdot x_4 - R_D \cdot (x_4 - l);$$

при $x_4 = l,$

$$M_{изг.} = -P_B \cdot l + R_D \cdot (l-l) = -P_B \cdot l;$$

при $x_4 = k+l,$

$$M_{изг.} = -P_B \cdot (k+l) + R_D \cdot k.$$

Проверка:

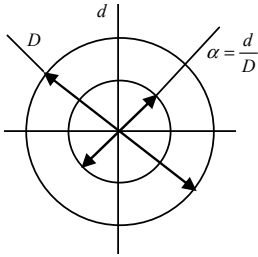
$$\sum F_{iy} = 0; \quad -P_A - P_2 + R_c - R_D + P_B = 0.$$

Определение наружного и внутреннего диаметра полого вала в наиболее опасном сечении, исходя из IV теории прочности

$$M_{np} = \sqrt{M_y^2 + 0,75 \cdot M_{кр.з}^2}.$$

Момент сопротивления для вала трубчатого сечения в месте установки подшипниковых опор C и D .

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot (1 - \alpha^4).$$



Условия прочности для данного случая будет

$$\sigma_{max} = \frac{M_{np}}{W} \leq [\sigma];$$

$$W = \frac{M_{np}}{\sigma_{max}}.$$

Можно записать

$$\frac{M_{np}}{\sigma_{max}} = \frac{\pi \cdot D^3 (1 - \alpha^4)}{32}.$$

$$\text{Отсюда } \sigma_{max} = \frac{32 M_{np}}{\pi \cdot D^3 (1 - \alpha^4)} \leq [\sigma].$$

Принимаем подшипники радиальные сферические двухрядные роликовые № 3002168 с внутренним диаметром d , наружным диаметром D и шириной $B = 133$ мм.

При $[\sigma] = 6 \cdot 10^6$ Н/м² вал работает с запасом прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{6 \cdot 10^6}{10^6} = 6,00.$$

ВЫВОДЫ

Проведенные прочностные расчеты наиболее нагруженных частей (приводных валов) исполнительного органа позволили выбрать диаметры валов и подобрать подшипниковые опоры.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малевич Н.А. Горнопроходческие машины и комплексы / Н.А. Малевич. – М.: Недра, 1971. – 384 с.
2. Крапивин М.Г. Горные инструменты / Крапивин М.Г., Раков И.Я., Сысоев Н.И. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990 – 256 с.
3. Сопод В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы / Сопод В.И., Зайков В.И., Первов К.М. – М.: Недра, 1981. – 503 с.
4. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для вузов / [Чернавский С.А., Снеса-

рев Г.А., Козинцов П.С. и др.]. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

ОБ АВТОРАХ

Фелоненко Станислав Васильевич – к.т.н., доцент кафедры горных машин и инжиниринга Национального горного университета.

Бас Константин Маркович – д.т.н, профессор, заведующий кафедрой автомобилей и автомобильного хозяйства Национального горного университета.