

Рис. 4. Зоны нарушения сплошности в различных сечениях сопряжения (см. рис. 2)

$$\varphi = \arcsin(r_1/R_1) = 30^\circ.$$

Для определения напряжений и ЗНС вокруг заданного сооружения использована система

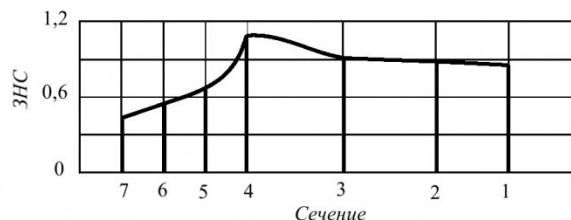


Рис. 5. Изменение вертикального размера зоны нарушения сплошности по сечениям выработки и сопряжения (см. рис. 2)

MATCAD.

На рис. 3, 4 приведены зоны нарушения сплошности в некоторых сечениях горизонтальной выработки и сопряжения, на рис.5 - график изменения вертикального размера зоны нарушения сплошности горизонтальной выработки и сопряжения при различных сечениях сооружения.

Из графика следует, что наибольший вертикальный размер ЗНС приходится на сечение 4, т.е. сечение, в котором начинается переход от горизонтальной выработки к стволу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Широков А.П., Писляков Б.Г. Расчет и выбор крепи сопряжений горных выработок. - М.: Недра, 1988.-214 с.
2. Изаксон В.Ю. Методы расчета устойчивости выработок, пройденных комбайнами, в условиях Кузбасса: Дис. ... докт. техн. наук. Новосибирск, 1975. – 361с.
3. Лурье А. И. Теория упругости. - М.: Наука. - 1970. -940 с.

□Автор статьи:

Черданцев

Николай Васильевич

- канд. техн. наук, докторант каф.
строительства подземных сооруже-
ний и шахт

УДК 622.272 : 516.02

С.В. Черданцев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОЙ КРЕПИ В УСЛОВИЯХ ЕЕ СОВМЕСТНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ С МАССИВОМ ГОРНЫХ ПОРОД

По данным авторов [1] подавляющее большинство горизонтальных и наклонных вскрывающих выработок, а также подготовительных откаточных штреков, бремсбергов и уклонов шахт Кузбасса крепят металлической трехзвенной крепью КМП - А3 из спецпрофиля СВП.

В зависимости от реализации механических процессов в массиве горных пород возможны три характерных режима взаимодействия крепи и массива [2]: а) режим заданной нагрузки, когда ее величина не зависит от деформационных характеристик крепи; б) режим заданных деформаций, при котором величина деформаций не зависит от

деформационных характеристик крепи; в) режим взаимовлияющих деформаций, когда величина нагрузки зависит от деформационных характеристик крепи.

Выбор крепи КМП - А3 для крепления выработок шах Кузбасса не случаен, поскольку эта крепь способна надежно работать во всех перечисленных режимах. Для работы крепи в режиме заданных и взаимовлияющих деформаций необходимо, чтобы крепь была податливой, в противном случае она может разрушиться. Одним из мероприятий по обеспечению податливости крепи является выбор материала для забутовки закреп-

ного пространства, который можно рассматривать как часть крепи. Другим (основным) мероприятием является наличие в конструкции крепи узлов податливости. Так, в конструкции крепи КМП-А3 предусмотрены два узла податливости, позволяющие регулировать смещения контура выработки.

В последние годы обсуждается возможность использования винтовых стержней в качестве крепи горных выработок круглого поперечного сечения; в [3] выполнен анализ напряженно-деформированного состояния винтового стержня, работающего в режиме заданной нагрузки, а в [4] оценена его прочность при равномерном обжатии.

Ниже рассматривается режим взаимовлияющих деформаций винтового стержня-крепи и окружающего массива горных пород.

В массиве горных пород, создающим гидростатическое поле напряжений, на глубине H расположена выработка круглого поперечного сечения, где установлена крепь, представляющая собой винтовой стержень. Режим ее взаимодействия с окружающим массивом описывается уравнением

$$u(p)=u_0+u_2(p), \quad (1)$$

вытекающим из условия равенства смещений контура выработки и крепи [2]. Уравнение (1) является математическим описанием режима взаимовлияющих деформаций, в котором $u(p)$ представляет собой смещение контура выработки к моменту установления равновесия в системе «крепь - массив», u_0 – начальные смещения контура выработки, соответствующие времени от обнажения породного контура до момента возведения крепи, $u_2(p)$ – смещения крепи до установления равновесия в системе «крепь - массив».

Начальные смещения u_0 зависят от способа проведения выработки и времени возведения постоянной крепи. Будем считать, что винтовая крепь устанавливается непосредственно вслед за забоем, и потому в (1) будем полагать $u_0 = 0$.

Смещения $u(p)$ определяются по формуле [2]:

$$u(p)=\frac{A}{2E}\left[r_n^2+\frac{2}{\beta+1}(r_n^{\beta+1}-1)\right], \quad (2)$$

в которой r_n является радиусом зоны запредельного деформирования пород [2]:

$$r_n=\left[\frac{1}{p}\left(\frac{A\xi(\rho^{2\beta}-1)}{2\beta(\beta+1)}-\frac{A\xi+\sigma_c(\beta+1)}{\beta^2-1}\times\right.\right.\left.\left.\times(\rho^{\beta-1}-1)+\gamma H-\frac{A}{3}\right)\right]^{\frac{1}{\beta-1}}$$

где

$$A=3\frac{(\beta-1)\gamma H+\sigma_c}{\beta-1}, \quad \beta=\frac{1+\sin\phi}{1-\sin\phi},$$

$$\xi=\frac{M}{E}, \quad \rho=\left[\frac{\sigma_c(\beta+1)}{A\xi}+1\right]^{\frac{1}{\beta+1}},$$

E , M – соответственно модуль упругости и модуль спада горных пород массива, γ – объемный вес пород, ϕ – их угол внутреннего трения. Выражение (2) зависит от механических свойств пород и глубины разработки и характеризует совокупность равновесных состояний упругопластической среды, ослабленной выработкой, которые обеспечиваются внутренним давлением p , однозначно зависящим от смещения u .

Выражение $u_2(p)$ в уравнении (1) описывает зависимость смещений крепи от действующего на него давления пород и является функцией свойств самой крепи. Для установления функции $u_2(p)$ сформулируем следующую задачу. Пусть винтовой стержень круглого поперечного сечения длины l , материал которого следует закону Гука, установлен без зазоров в выработку круглого поперечного сечения сразу после ее проведения. Контур выработки равномерно смещается на u_2 внутрь по всему сечению, деформируя стержень.

Известно [5], что напряженно-деформированное состояние винтового стержня описывается системой дифференциальных уравнений, в связанной системе осей имеющей вид:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_1}{ds}-\kappa_{30}Q_2-\frac{1}{A_{33}}M_3Q_2+\frac{1}{A_{22}}M_2Q_3+q_1 &= 0 \\ \frac{dQ_2}{ds}+\kappa_{30}Q_1-\kappa_{10}Q_3+ & \\ +\frac{1}{A_{33}}M_3Q_1-\frac{1}{A_{11}}M_1Q_3+q_2 &= 0; \\ \frac{dQ_3}{ds}+\kappa_{10}Q_2+\frac{1}{A_{22}}M_2Q_1+\frac{1}{A_{11}}M_1Q_2+q_3 &= 0 \\ \frac{dM_1}{ds}-\kappa_{30}M_2 &= 0 \\ \frac{dM_2}{ds}+\kappa_{30}M_1-\kappa_{10}M_3+ & \\ +\frac{1}{A_{33}}M_3M_1-\frac{1}{A_{11}}M_1M_3-Q_3 &= 0; \\ \frac{dM_3}{ds}+\kappa_{10}M_2-\frac{1}{A_{22}}M_2M_1+\frac{1}{A_{11}}M_1M_2+Q_2 &= 0 \\ \frac{d\vartheta_1}{ds}+\left(1-\frac{\cos\vartheta_2}{\cos\vartheta_3}\right)\kappa_{10}+\left(\sin\vartheta_1\operatorname{tg}\vartheta_3-\frac{\sin\vartheta_2}{\cos\vartheta_3}\right)\kappa_{30}- & \\ -\frac{1}{A_{11}}M_1\frac{\cos\vartheta_2}{\cos\vartheta_3}-\frac{1}{A_{33}}M_3\frac{\sin\vartheta_2}{\cos\vartheta_3} &= 0; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d\vartheta_2}{ds} - \cos\vartheta_2 \operatorname{tg}\vartheta_3 \kappa_{10} + \left(\frac{\sin\vartheta_1}{\cos\vartheta_3} - \sin\vartheta_2 \operatorname{tg}\vartheta_3 \right) \kappa_{30} - \\
& - \frac{M_1}{A_{11}} \cos\vartheta_2 \operatorname{tg}\vartheta_3 - \frac{M_2}{A_{22}} - \frac{M_3}{A_{33}} \sin\vartheta_2 \operatorname{tg}\vartheta_3 = 0; \\
& \frac{d\vartheta_3}{ds} + \sin\vartheta_2 \kappa_{10} + (\cos\vartheta_1 - \cos\vartheta_2) \kappa_{30} + \\
& + \frac{1}{A_{11}} M_1 \sin\vartheta_2 - \frac{1}{A_{33}} M_3 \cos\vartheta_2 = 0; \\
& \frac{du_1}{ds} - \kappa_{30} u_2 - \frac{M_3 u_2}{A_{33}} + \frac{M_2 u_3}{A_{22}} + \cos\vartheta_2 \cos\vartheta_3 - 1 = 0 \\
& \frac{du_2}{ds} + \kappa_{30} u_1 - \kappa_{10} u_3 + \frac{1}{A_{33}} M_3 u_1 - \\
& - \frac{1}{A_{11}} M_1 u_3 - \sin\vartheta_3 = 0; \\
& \frac{du_3}{ds} + \kappa_{10} u_2 - \frac{M_2 u_1}{A_{22}} + \frac{M_1 u_2}{A_{11}} + \sin\vartheta_2 \cos\vartheta_3 = 0.
\end{aligned}$$

В этих уравнениях приняты следующие обозначения: Q_1, Q_2, Q_3 – продольная и перерезывающие силы в поперечном сечении стержня, M_1, M_2, M_3 – крутящий и изгибающие моменты в этом же сечении стержня, A_{11}, A_{22}, A_{33} – крутильная и изгибные жесткости поперечного сечения стержня, $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ – углы поворота осевой линии стержня относительно оси стержня, ее главной нормали и бинормали, u_1, u_2, u_3 – перемещения вдоль оси стержня, вдоль главной нормали и бинормали, q_1, q_2, q_3 – компоненты вектора внешней распределенной по длине стержня нагрузки. Кручение κ_{10} и кривизны κ_{20}, κ_{30} осевой линии стержня в естественном состоянии, определяемые как

$$\kappa_{10} = \frac{\sin\alpha \cos\alpha}{R}, \quad \kappa_{20} = 0, \quad \kappa_{30} = \frac{\cos^2\alpha}{R}, \quad (4)$$

где R – радиус недеформированного стержня, α – угол подъема его витков[6]. Поскольку материал стержня работает в упругой стадии, то справедливы следующие формулы:

$$\begin{aligned}
M_1 &= A_{11}(\kappa_1 - \kappa_{10}), \\
M_2 &= A_{22}(\kappa_2 - \kappa_{20}), \\
M_3 &= A_{33}(\kappa_3 - \kappa_{30}),
\end{aligned} \quad (5)$$

где $\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3$ – компоненты кручения и кривизны осевой линии деформированного стержня.

При равномерном смещении контура выработки параметры винтового стержня изменятся, но стержень по-прежнему будет винтовым. Поэтому угол поворота стержня относительно бинормали $\vartheta_3 = 0$ и последние 6 уравнений (3) примут вид:

$$\begin{aligned}
& \frac{d\vartheta_1}{ds} + (1 - \cos\vartheta_2) \kappa_{10} - \sin\vartheta_2 \kappa_{30} - \\
& - \frac{1}{A_{11}} M_1 \cos\vartheta_2 - \frac{1}{A_{33}} M_3 \sin\vartheta_2 = 0; \\
& \frac{d\vartheta_2}{ds} + \sin\vartheta_1 \kappa_{30} - \frac{1}{A_{22}} M_2 = 0; \\
& \sin\vartheta_2 \kappa_{10} + (\cos\vartheta_1 - \cos\vartheta_2) \kappa_{30} + \\
& + \frac{1}{A_{11}} M_1 \sin\vartheta_2 - \frac{1}{A_{33}} M_3 \cos\vartheta_2 = 0; \\
& \frac{du_1}{ds} - \kappa_{30} u_2 - \frac{1}{A_{33}} M_3 u_2 + \\
& + \frac{1}{A_{22}} M_2 u_3 + \cos\vartheta_2 - 1 = 0; \\
& \kappa_{30} u_1 - \kappa_{10} u_3 + \frac{1}{A_{33}} M_3 u_1 - \frac{1}{A_{11}} M_1 u_3 = 0; \\
& \frac{du_3}{ds} + \kappa_{10} u_2 - \frac{M_2 u_1}{A_{22}} + \frac{M_1 u_2}{A_{11}} + \sin\vartheta_2 = 0.
\end{aligned} \quad (6)$$

Пусть концы стержня не закреплены, тогда их перемещения, очевидно, симметричны относительно точки, находящейся посередине стержня, а сама срединная точка не перемещается. Следовательно, при совмещении начала координат с этой точкой перемещения u_1, u_3 и угол поворота ϑ_1

$$u_1(0) = 0, u_3(0) = 0, \vartheta_1(0) = 0. \quad (7)$$

Из (6)₁ с учетом (5) вытекает уравнение:

$$\frac{d\vartheta_1}{ds} + \kappa_{10} - \kappa_1 \cos\vartheta_2 - \kappa_3 \sin\vartheta_2 = 0, \quad (8)$$

где кручение κ_1 и кривизна κ_3 стержня после его обжатия могут быть определены по формулам (4):

$$\kappa_1 = \frac{\sin\alpha_1 \cos\alpha_1}{R_1}, \quad \kappa_3 = \frac{\cos^2\alpha_1}{R_1}, \quad (9)$$

в которых α_1 – угол подъема витков стержня и $R_1 = R - u_2$ – его радиус после обжатия. С учетом (9) уравнение (8) примет вид:

$$\frac{d\vartheta_1}{ds} + \kappa_{10} - \frac{\cos\alpha_1 \sin(\alpha_1 + \vartheta_2)}{R(1 - \bar{u}_2)} = 0, \quad (10)$$

где $\bar{u}_2 = \frac{u_2}{R}$ – безразмерная величина обжатия.

Уравнение (6)₃ в силу (5) и (9) примет вид:

$$\cos\vartheta_1 \kappa_{30} - \frac{\cos\alpha_1 \cos(\alpha_1 + \vartheta_2)}{R(1 - \bar{u}_2)} = 0. \quad (11)$$

Решив совместно (10) и (11), получим:

$$\frac{d\vartheta_1}{ds} + \kappa_{10} - \operatorname{tg}(\alpha_1 + \vartheta_2) \cos\vartheta_1 \kappa_{30} = 0. \quad (12)$$

Заметим, что угол подъема витка α_1 после деформации представляет собой алгебраическую сумму угла подъема витков α недеформирован-

ного стержня и угла поворота ϑ_2 относительно главной нормали:

$$\alpha_1 = \alpha - \vartheta_2. \quad (13)$$

С учетом (13) из (12) следует уравнение:

$$\frac{d\vartheta_1}{ds} - (\cos \vartheta_1 - 1)\kappa_{10} = 0, \quad (14)$$

решение которого, в силу граничного условия (7)₃ и теоремы о единственности решения, представляется тривиальным:

$$\vartheta_1 = 0. \quad (15)$$

Из уравнения (11) и формул (13) и (15) вытекает уравнение

$$\bar{\kappa}_{30}(1-u_2) - \cos(\alpha - \vartheta_2)\cos\alpha = 0 \quad (16)$$

($\bar{\kappa}_{30} = \kappa_{30}R$), из которого следует, что угол поворота $\vartheta_2 = \text{const}$.

Приведем уравнение (16) к виду:

$$\operatorname{tg}^2 \vartheta_2 - a \operatorname{tg} \vartheta_2 + b = 0, \quad (17)$$

где

$$a = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{(1-\bar{u}_2)^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad b = \frac{(1-\bar{u}_2)^2 - 1}{(1-\bar{u}_2)^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Уравнение (17) имеет два корня. Один корень (отрицательный) соответствует правой навивке стержня ($\kappa_{10} > 0$), другой корень отвечает левой навивке ($\kappa_{10} < 0$). В дальнейшем рассматривается стержень с правой навивкой. Учитывая, что $\vartheta_1 = 0$, $\vartheta_2 = \text{const}$, из уравнений (6)₁, (6)₂ и (6)₃ получим выражения для моментов:

$$\begin{aligned} \bar{M}_1 &= \bar{\kappa}_{10} \cos \vartheta_2 - \bar{\kappa}_{30} \sin \vartheta_2 - \bar{\kappa}_{10}, \quad \bar{M}_2 = 0, \\ \bar{M}_3 &= \bar{\kappa}_{10} \sin \vartheta_2 + \bar{\kappa}_{30} \cos \vartheta_2 - \bar{\kappa}_{30}, \end{aligned} \quad (18)$$

в которых

$$\bar{M}_1 = \frac{M_1 R}{A_{11}}, \quad \bar{M}_3 = \frac{M_3 R}{A_{33}},$$

а $\bar{\kappa}_{10} = \kappa_{10}R$, $\bar{\kappa}_{30} = \kappa_{30}R$ – безразмерные кручение и кривизна осевой линии стержня.

Учитывая, что моменты M_1 и M_3 постоянны, а $M_2 = 0$, из (3)₅ и (3)₆ определяем внутренние усилия, возникающие в обжатом винтовом стержне:

$$Q_2 = 0,$$

$$\bar{Q}_3 = \frac{Q_3 R^2}{A_{11}} = \quad (19)$$

$$= \bar{\kappa}_{30} \bar{M}_1 - m \bar{\kappa}_{10} \bar{M}_3 + \bar{M}_1 \bar{M}_3 (1-m),$$

где $m = A_{33}/A_{11}$.

Рассмотрим далее уравнения (3)₁ – (3)₃, приведя их к безразмерной форме, имеем:

$$\frac{d\bar{Q}_1}{ds} \bar{\lambda} + \bar{q}_1 = 0,$$

$$(\bar{\kappa}_{30} + \bar{M}_3) \bar{Q}_1 - (\bar{\kappa}_{10} + \bar{M}_1) \bar{Q}_3 + \bar{q}_2 = 0, \quad (20)$$

$$\bar{q}_3 = 0,$$

где $\bar{\lambda} = \cos \alpha$, $\bar{s} = \frac{s\bar{\lambda}}{R}$ – безразмерная координата, а безразмерные компоненты внешней нагрузки определяются как

$$\bar{q}_i = \frac{q_i R^3}{A_{11}}. \quad (21)$$

Поскольку $q_3 = 0$, то система (20) сводится к двум уравнениям, содержащим три неизвестные функции $\bar{Q}_1, \bar{q}_1, \bar{q}_2$ и, следовательно, является неопределенной. Чтобы исключить эту неопределенность воспользуемся гипотезой Кулона:

$$\bar{q}_1 = f \bar{q}_2, \quad (22)$$

в которой силой трения является компонента q_1 , а f – коэффициент трения стержня об оболочку. Поскольку сила трения q_1 противоположна перемещению u_1 , то в уравнении (20)₁ ее следует принять отрицательной. В силу сказанного система (20) принимает вид:

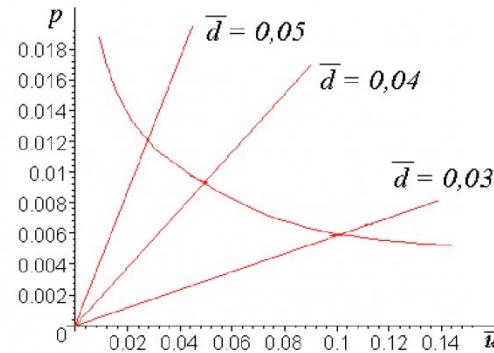


Рис. 1. Графическое представление взаимодействия винтовой крепи различной толщины и массива

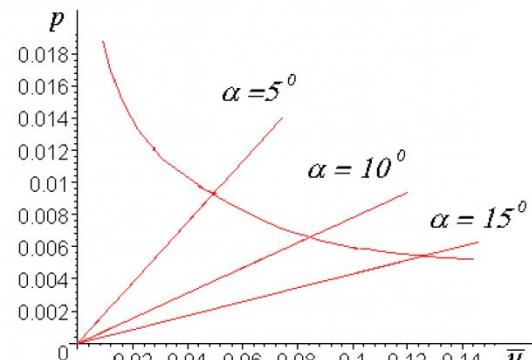


Рис. 2. Графическое представление взаимодействия винтовой крепи с различными углами подъема витков и массива

$$\frac{d\bar{Q}_1}{ds} \bar{\lambda} - f \bar{q}_2 = 0, \quad (23)$$

$$(\bar{\kappa}_{30} + \bar{M}_3) \bar{Q}_1 - (\bar{\kappa}_{10} + \bar{M}_1) \bar{Q}_3 + \bar{q}_2 = 0,$$

исключив из которой \bar{q}_2 , получим дифференциальное уравнение:

$$\frac{d\bar{Q}_1}{ds} + k \bar{Q}_1 - \beta = 0, \quad (24)$$

где

$$k = \frac{f}{\bar{\lambda}} (\bar{\kappa}_{30} + \bar{M}_3), \quad \beta = \frac{f}{\bar{\lambda}} (\bar{\kappa}_{10} + \bar{M}_1) \bar{Q}_3. \quad (25)$$

Поскольку концы пружины свободны, то продольная сила в концевых сечениях

$$\bar{Q}_1(0,5l) = 0. \quad (26)$$

Выражение (26) является граничным условием для дифференциального уравнения (24), решение которого в этом случае имеет вид:

$$\bar{Q}_1 = \frac{\beta}{k} \left(1 - e^{-k(\bar{s}-0,5\bar{l})} \right). \quad (27)$$

Далее из уравнения (20)₁ и формулы (22) определяем

$$\bar{q}_1 = \frac{d\bar{Q}_1}{ds} \bar{\lambda} \Rightarrow \bar{q}_1 = \bar{\lambda} \beta e^{-k(\bar{s}-0,5\bar{l})}, \quad (28)$$

а из формул (22) и (28), учитывая формулы (25), нагрузку

$$\bar{q}_2 = (\bar{\kappa}_{10} + \bar{M}_1) \bar{Q}_3 e^{-k(\bar{s}-\bar{l})}. \quad (29)$$

Формула (29) представляет собой зависимость погонной нагрузки q_2 , действующей на винтовой стержень от величины его обжатия u_2 . Для установления зависимости поверхностной нагрузки p от степени обжатия стержня погонную нагрузку следует отнести к расстоянию между витками стержня $h = 2\pi R \operatorname{tg} \alpha$

$$p = \frac{q_2}{h}. \quad (30)$$

В силу (21) из (30) вытекает формула:

$$p = \frac{0,1\bar{q}_2 G \bar{d}^4}{2\pi \operatorname{tg} \alpha}, \quad (31)$$

где \bar{d} – диаметр поперечного сечения и G – модуль упругости материала винтового стержня. Формула (31) является функцией $u_2(p)$, характеризуя жесткость винтовой крепи при ее обжатии.

Поскольку функции $u(p)$ и $u_2(p)$ установлены, можно решить уравнение (1), что удобнее и нагляднее выполнить графически [2]: вначале построить график $u(p)$ равновесных состояний массива, а затем график $u_2(p)$, характеризующий жесткость крепи. Пересечение этих графиков определяет смещение контура выработки и нагрузку на крепь.

На рис.1 показано такое решение для случая, когда винтовая крепь ($\alpha = 5^\circ$) установлена в выработку радиуса $R = 1i$, расположенную на глубине $H = 500i$ в массиве, породы которого имеют: $\gamma = 0,025 \text{ МН/м}^3$, $\sigma_c = 20 \text{ Мпа}$, $\phi = 30^\circ$, $E = 2 \cdot 10^4 \text{ Мпа}$, $M = 8 \cdot 10^4 \text{ Мпа}$.

На рис.2 показано решение уравнения (1) при тех же характеристиках массива и выработки, но с винтовой крепью ($\bar{d} = 0,04$) при различных α .

Анализируя рис.1 и 2, отметим, что на винтовую крепь диаметром $\bar{d} = 0,03$ действует нагрузка $p = 0,006 \text{ Мпа}$, вследствие которой она обжимается на величину $\bar{u} = 0,1$. Крепи диаметром $\bar{d} = 0,04$ и $\bar{d} = 0,05$ воспринимают нагрузку соответственно $p = 0,0092 \text{ Мпа}$ и $p = 0,012 \text{ Мпа}$, обжимаясь на $\bar{u} = 0,05$ и $\bar{u} = 0,028$.

Чем больше угол α , тем большее степень обжатия крепи (рис.2). Так крепь с $\alpha = 5^\circ$ обжимается на величину $\bar{u} = 0,05$, степень обжатия крепи с $\alpha = 10^\circ$ составляет $\bar{u} = 0,084$, а при $\alpha = 15^\circ$ соответственно $\bar{u} = 0,126$. Иначе говоря с увеличением α винтовая крепь становится более податливой, а, значит, воспринимает меньшую нагрузку. Крепь, имеющая $\alpha = 5^\circ$ воспринимает нагрузку $p = 0,0092 \text{ Мпа}$, а крепи с $\alpha = 10^\circ$ и $\alpha = 15^\circ$ соответственно $p = 0,0065 \text{ Мпа}$ и $p = 0,0054 \text{ Мпа}$.

Вывод. Податливость винтовой крепи является ее внутренним качеством без каких-либо специальных конструктивных мероприятий. Варьируя диаметром ее поперечного сечения и углом подъема ее витков, можно подобрать крепь с на перед заданной податливостью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Штумпф Г.Г., Егоров П.В., Петров А.И., Красильников Б.В. Горное давление в подготовительных выработках угольных шахт. – М.: Недра. – 1996. – 352 с.
- Баклашов И.В., Картозия Б.А. Механика подземных сооружений и конструкции крепей. – М.: Недра. – 1992. – 544 с.
- Черданцев С.В. К определению внутренних усилий и перемещений в гибком винтовом стержне. // Вестн. КузГТУ, 2000, № 3 – С. 3 – 6.
- Черданцев С.В., Черданцев Н.В. Оценка прочности цилиндрической пружины, используемой в