

Валерий РОПАЙ
Днепропетровский индустриальный институт, Украина
Прот. Л. ЗИМЯ
Силезский политехнический институт, Польша

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КРУГЛОПРЯДНЫХ МНОГОСЛОЙНЫХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ

Резюме.

В статье представлен способ определения напряженно-деформированного состояния круглопрядных многослойных уравнивающих канатов возбужденным линейно перемещающимся обратным моментом во время движения шахтных сосудов. Метод дает возможность создания программы для компьютера, позволяющей проектировать новые типы круглопрядных канатов с заданными эксплуатационными параметрами.

В горнодобывающей промышленности многих стран (Украина, Польша, Россия, США, Канада, ФАР и др.) широко применяются многоканатные установки, на которых используются уравнивающие канаты. Разработано много разных конструкций уравнивающих канатов - плоские, резинотросовые, круглопрядные. Последние, как самые дешевые в изготовлении, получили широкое распространение.

Свойство круглопрядного каната, как естественно закрученного стержня, раскручиваться при натяжении обусловило необходимость крепления его к подъемному сосуду с помощью верлюжного прицепного устройства. В нижней части ствола шахты канат провисает свободно, образуя петлю. Отвесы соседних канатов разделяют внизу деревянными брусками и щитами. Несмотря на то, что уравнивающий канат не имеет нагрузки кроме собственного веса, его срок службы сравним со сроком службы подъемного каната. А в ряде случаев его специфические дефекты в виде расслоения каната, выпучивания внутренних слоев прядей, перехлестывание отвесов каната [1]-[3], обуславливают необходимость его замены вскоре после навески.

С 1964 г в Польше выпускают двухслойные уравнивающие канаты типа GIG. При эксплуатации этих канатов на глубинах свыше 500 м был замечен рост числа выходов из строя канатов из-за расслоения и выпучивания наружу внутренних прядей. В связи с этим в 1974 г Министерство Горной промышленности Польши издало специальное распоряжение №17/74 об ограничении глубины использования канатов типа GIG: не более 700 м, и применять канаты диаметром не более 51 мм. А в 1978 г Институтом Механизации Горного дела Силезского политехнического института начаты работы по обследованию всех типов уравнивающих канатов, которые применялись на подъемных установках угледобывающей промышленности

Польша [4]. Главный вывод этой работы - расслоения двухслойных уравновешивающих канатов типа GIG явились причиной досрочной замены в 93% случаев. Эти канаты свиты из проволоки одного диаметра, имеют 6 внутренних и 12 наружных одинаковых прядей.

В настоящее время в Польше выпускают 3-х слойные круглопрядные

уравновешивающие канаты. Это конструкция $33 \times 7 + A_0$ (BN -77/5021). В работе [5] за 1990 г. приводится описание новой конструкции трехслойного каната $34 \times 7 + A_0$. С проблемой неудовлетворительной работы уравновешивающих канатов, их расслоением сталкиваются и в Чехословакии [6] и в других странах. Поэтому проблема выбора научно-обоснованных оптимальных параметров конструкций круглопрядных уравновешивающих канатов остается актуальной.

Нам представляется, что работу каната как агрегата, с учетом его продольно-крутильных деформаций, наиболее полно описывает теория Глушко М.Ф. [7]. Применение ее к расчету напряженно-деформированного состояния круглопрядного многослойного уравновешивающего каната приводится в этой статье.

1. Продольно-крутильные деформации отвеса каната

Уравновешивающий канат представляет собой изогнутый, свободно провисающий под действием собственного веса, естественно закрученный стержень (рис.1.). В нижней части канат образует петлю, ширина которой $h \approx 2-2.5$ м. Длины отвесов l при крайних положениях подъемных сосудов определяются глубиной ствола шахты ($l > 1000$ м). Таким образом, радиус кривизны оси каната резко изменяется в петле от $\rho = \infty$ до $\rho = 1$ м. Для каждого прямолинейного отвеса каната опорами сверху является вертлюг,

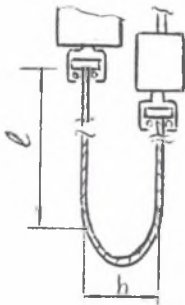


Рис.1. Закрепление уравновешивающего каната

а снизу - петля. Естественно предположить, что продольное усилие P изменяется под действием собственного веса каната по линейному закону от $P=0$ в нижнем сечении отвеса до $P=gl$ в верхнем сечении (рис. 2, а, б). Обозначено: ρ - масса единиц длины каната. Поскольку внешних крутящих моментов к канату по длине отвеса не приложено, крутящий момент M должен быть неизменным по длине отвеса каната и равным моменту в опоре, то есть равным моменту трения $M_{тр}$ в подшипнике вертлюга (рис. 2, в). Если бы канат свободно проворачивался в петле, то вертлюг не вращался бы. Но вертлюг и ставят для того, чтобы дать возможность канату раскрутиться. Следовательно, $M_{тр}$ в вертлюге при квазистатическом изменении длины отвеса каната при движении подъемного сосуда вверх препятствует раскручиванию каната и должен считаться положительным, направленным по свивке наружного слоя прядей каната. Петлю при этом можно считать или упругой,

или жесткой на кручение опорой, далее это значения не имеет. Таким образом, можем утверждать, что крутящий момент и в нижнем сечении отвеса каната у петли равен в статике $M_{тр}$.

Принимая начало отсчета координаты x в нижнем сечении отвеса каната, запишем уравнения статики в виде:

$$\left. \begin{aligned} A\varepsilon + C\theta &= P = \rho g x, \\ C\varepsilon + B\theta &= M_{тр} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где A, B, C - агрегатные коэффициенты жесткости каната [7], ε и θ - продольная с учетом раскручивания и угловая деформации каната,

$$M_{тр} = \frac{\rho g l d_n f}{2} \quad (2)$$

где f - коэффициент трения качения, обычно принимаемый равным 0,003 для закрытых подшипников, d_n - диаметр подшипника вертлуга.

Решая уравнения (1) относительно ε и θ получаем выражения, описывающие изменение по длине отвеса каната его продольной и крутильной деформации (рис. 2, г, д)

$$\varepsilon = \frac{B}{\Delta} \rho g x - \frac{C}{\Delta} M_{тр}, \quad (3)$$

$$\theta = -\frac{C}{\Delta} \rho g x + \frac{A}{\Delta} M_{тр},$$

где $\Delta = A \cdot B - C^2$.

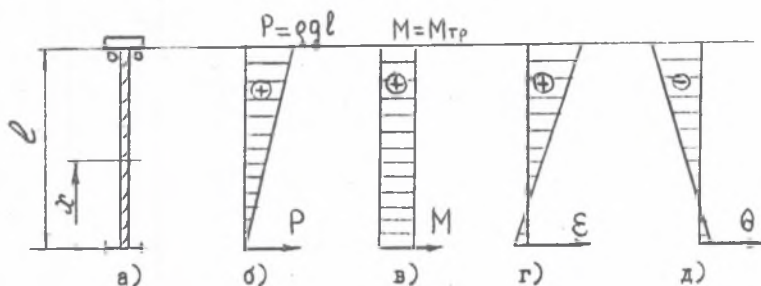


Рис. 2. Эпюры изменения усилий и деформаций по длине отвеса каната

Канат рассматриваем как агрегат, жесткостные параметры и деформации которого складываются из жесткостей и деформаций отдельных элементов.

Раскрытие статической неопределимости каната, как механической системы достигается тем, что кроме условий равновесия статики, требующих равенства главного вектора и главного момента внутренних сил в поперечном сечении каната главному вектору и главному моменту внешних сил, расположенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, можем записать уравнения совместности деформаций.

2. Деформации прядей каната и силовые факторы в них

Каждая прядь прямого отвеса каната претерпевает деформации изгиба $\tilde{\delta}_{пр}$, растяжения $\varepsilon_{пр}$ и кручения $\tilde{\tau}_{пр}$, которые зависят от деформаций каната ε и θ и от ее параметров свивки:

Принимая гипотезы плоских сечений и совместности деформации слоев прядей каната, можем записать

$$\tilde{\delta}_{пр i} = \theta (1 + \cos^2 \beta_i) \sin \beta_i \cos \beta_i + (\varepsilon_{r i} - \varepsilon) \frac{\sin^2 \beta_i \cos^2 \beta_i}{R_i}, \quad (4)$$

$$\varepsilon_{пр i} = \varepsilon \cdot \cos^2 \beta_i + R_i \theta \sin \beta_i \cos \beta_i + \varepsilon_{r i} \sin^2 \beta_i, \quad (5)$$

$$\tilde{\tau}_{пр i} = \theta \cdot \cos^4 \beta_i - (\varepsilon_{r i} - \varepsilon) \frac{\sin^3 \beta_i \cos \beta_i}{R_i}, \quad (6)$$

где β_i, R_i - угол и радиус свивки прядей рассматриваемого i -го слоя, $\varepsilon_{r i}$ - радиальная деформация слоя прядей, которая определяется для винтового элемента следующим выражением:

$$\varepsilon_{r i} = -\varepsilon \cdot \operatorname{ctg}^2 \beta_i - \theta \cdot \operatorname{ctg} \beta_i. \quad (7)$$

При этом изменение диаметра слоя прядей может быть оценено по формуле:

$$\Delta R_i = \varepsilon_{r i} R_i. \quad (8)$$

Но как показали расчеты, величиной $\varepsilon_{r i}$ в выражениях (4)-(6) можно пренебречь.

Вычислив деформации прядей в каждом i -м слое, можно определить силовые факторы в них: продольное усилие $P_{i i}$ и крутящий момент $M_{i i}$.

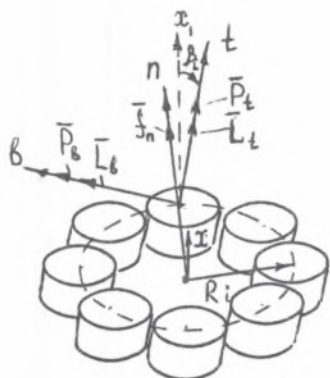


Рис. 3. Силловые факторы в пряди i -го слоя

направленные вдоль оси касательной t , поперечную силу и изгибающий момент P_b и L_b , направленные по бинормали b , f_n - результирующую давления соседних прядей i -го ряда на рассматриваемую прядь, направленную по нормали (рис.3). Ось t является касательной к винтовой оси пряди, ось n перпендикулярна kt и является продолжением полярного радиуса, соединяющего центры тяжести поперечного сечения каната и пряди. Ось b нормальна к первым двум осям и образует с ними правую систему координат.

$$P_{ti} = A_{oi} \epsilon_{npi} + C_{oi} \tilde{T}_{npi}, \tag{9}$$

$$L_{ti} = C_{oi} \epsilon_{npi} + B_{oi} \tilde{T}_{npi}, \tag{10}$$

$$L_{bi} = g_{oi} \tilde{B}_{npi}, \tag{11}$$

$$P_{bi} = \frac{\sin^2 \beta_i}{R_i} L_{ti} - \frac{\sin \beta_i \cos \beta_i}{R_i} L_{bi}, \tag{12}$$

$$f_{ni} = \frac{\sin^2 \beta_i}{R_i} P_{ti} - \frac{\sin \beta_i \cos \beta_i}{R_i} P_{bi}, \tag{13}$$

где A_{oi}, B_{oi}, C_{oi} - агрегатные коэффициенты жесткости пряди i -го слоя, g_{oi} - изгибная жесткость пряди.

Если P_{ti} и f_{ni} окажутся при расчете отрицательными, то это будет означать, что слой прядей расслаивается в рассматриваемом сечении каната.

На данном этапе расчета можно сделать проверку вычислений. Приведя усилия и моменты в прядях к продольной оси X каната и сложив их по слоям, получаем часть внешней нагрузки, воспринимаемой i -м слоем прядей P_i и M_i , а сложив их по всем " n " слоям, должны получить продольное усилие и крутящий момент в рассматриваемом сечении каната, соответствующие значениям из (I). Поскольку все пряди в i -м слое идентичны, суммирование усилий заменяем умножением усилия в одной пряди на число прядей в слое m_i :

$$P_i = m_i (P_{ti} \sin \beta_i + P_{ni} \cos \beta_i), \quad (14)$$

$$M_i = m_i (L_{ti} \sin \beta_i + L_{ni} \cos \beta_i + R_i (P_{ti} \sin \beta_i - P_{ni} \cos \beta_i)). \quad (15)$$

Далее проверяем:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P = qx, \quad \sum_{i=1}^n M_i = M = M_{\text{тр}}, \quad (16)$$

где n - число слоев прядей в канате.

3. Деформации проволок и напряжения в них

Деформации центральной проволоки, расположенной на оси пряди определяются выражениями (4)-(6).

ШАХТНЫЕ ПОДЪЕМНИКИ ФИРМЫ АВВ. НОВЕЙШИЕ ДОСТИЖЕНИЯ

Напряжения в центральной проволоке i -й пряди можно вычислить следующим образом.

Напряжения нормальные от растяжения

$$\sigma_{rci} = E \varepsilon_{rci} \quad (17)$$

равномерно распределены по площади поперечного сечения проволоки.

E - модуль упругости при растяжении материала проволоки

Касательные напряжения от кручения изменяются по величине вдоль радиуса проволоки по линейному закону, достигая в наружных точках максимальных значений, которые определяются по формуле

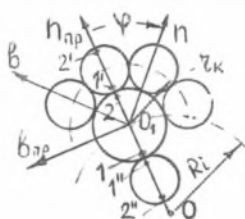


Рис. 4. Координаты проволок

$$\tau_{ci} = G \frac{\delta_{ci}}{2} \tau_{пр i} \quad (18)$$

где δ_{ci} - диаметр центральных проволок i -го слоя прядей, G - модуль упругости при сдвиге материала проволоки.

При изгибе пряди ось β является нейтральной для центральной проволоки, поэтому наибольшие по модулю и разные по знаку деформации и напряжения будут в точках 1 и 2, расположенных

на оси Π (рис. 4, обозначено O - ось каната, O_1 - ось пряди). Изгибные напряжения в этих точках

$$\sigma_{из.c1} = -\sigma_{из.c2} = E \cdot \bar{\delta}_{пр1} \frac{\delta_{ci}}{2} \quad (19)$$

В зависимости от знака деформации изгиба пряди $\bar{\delta}_{пр1}$ положительные изгибные напряжения будут или в т.1, или в т.2. Нас интересуют максимальные напряжения в проволоке, поэтому можно не учитывать номер точки, а в соответствии со знаком растягивающих напряжений (17) прибавлять к ним с таким же знаком изгибное напряжение (18). Получим наибольшее напряжение нормальное в т.1 или в т.2

$$\sigma_{nci} = \sigma_{рci} + \sigma_{изci} \quad (20)$$

Поскольку в этой же точке есть касательное напряжение (18), оценка напряженного состояния выполняется по теории прочности расчетом эквивалентного напряжения

$$\sigma_{ж.c.i} = \sqrt{\sigma_{nci}^2 + 4\tau_{ci}^2} \quad (21)$$

Для расчета напряжений и деформаций всех проволок поперечного сечения каната необходимо ввести координаты: r_{ik} - радиус K -го ряда проволок в прядях i -го слоя и угловую координату φ - угол между осью Π для пряди и осью Π_s для проволоки (рис.4).

В каждом слое прядей проволоки имеет деформации: продольную ϵ_s , кручения \tilde{t} и изгиба относительно осей \tilde{b}_s и \tilde{n}_s , которые обозначим \tilde{b}_{ik} и \tilde{n}_{ik}

$$\epsilon_{sik} = \epsilon_{прi} \cos^2 \alpha_{ik} + r_{ik} \tilde{t}_{прi} \sin \alpha_{ik} \cos \alpha_{ik} \quad (22)$$

$$\tilde{t}_{ik} = \tilde{t}_{прi} \cos^4 \alpha_{ik} + \epsilon_{прi} \frac{\sin^3 \alpha_{ik} \cos \alpha_{ik}}{r_{ik}} \quad (23)$$

$$\tilde{b}_{ik} = \tilde{t}_{прi} (1 + \cos^2 \alpha_{ik}) \sin \alpha_{ik} \cos \alpha_{ik} - \epsilon_{прi} \frac{\sin^2 \alpha_{ik} \cos^2 \alpha_{ik}}{r_{ik}} + \tilde{b}_{прi} \cos 2\alpha_{ik} \cos^2 \alpha_{ik} \cos \varphi \quad (24)$$

$$\tilde{n}_{ik} = -\tilde{b}_{прi} (1 + \sin^2 \alpha_{ik}) \cos \alpha_{ik} \sin \varphi \quad (25)$$

где α_{ik} - угол свивки проволок K -го ряда в i -м слое прядей.
 r_{ik} - радиус

Наибольшие изгибные деформации имеют проволоки, расположенные на оси Π , координатный угол для которых $\psi = 0$ или $\psi = \pi$ (рис.4). В выражении (25) первые два слагаемых малы по сравнению с последним, это показали расчеты для разных конструкций канатов, поэтому знак $\tilde{\epsilon}_{ik}$ определяется знаком $\tilde{\epsilon}_{прi}$. Полагая $\psi = 0$ вычисляем изгибные напряжения в т.1 или т.2 (т.1 или т.2) (рис.4), совпадающие по знаку с нормальными напряжениями от продольных деформации, как описано выше для напряжений в центральной проволоке.

Напряжения (максимальные на периметре проволок каждого ряда) вычисляем по формулам, аналогичным (17)-(21):

$$\sigma_{pik} = E \epsilon_{sik} ; \quad (26)$$

$$\tau_{ik} = G \frac{\delta_{ik}}{2} \tilde{\tau}_{ik} ; \quad (27)$$

$$\sigma_{uzik} = E \tilde{\tilde{\epsilon}}_{ik} \frac{\delta_{ik}}{2} ; \quad (28)$$

$$\sigma_{nik} = \sigma_{pik} + \sigma_{uzik} , \quad (29)$$

$$\sigma_{\Sigma k ik} = \sqrt{\sigma_{nik}^2 + 4 \tau_{ik}^2} . \quad (30)$$

Мы не приводим формулы для вычисления агрегатных коэффициентов жесткости каната, описанные в [7]. Ограничимся замечанием, что для многослойного каната необходимо выполнять их вычисление в следующем порядке. Направление свивки прядей наружного слоя принимается за положительное. С учетом знаков углов свивки проволок рассматриваемой конструкции каната вычисляются коэффициенты для прядей. Затем первый слой прядей рассматривается как однослойный канат двойной свивки и выполняется расчет его коэффициентов. Эти параметры учитываются при расчете второго слоя прядей как параметры металлического сердечника. Затем, при расчете параметров 3-слойной конструкции, внутренний 2-х слойный канат учитывается как металлический сердечник. И так далее.

Рассмотрим примеры применения описанного метода расчета напряженно-деформированного состояния 2-х и 3-х слойных канатов производства Польши. Накоплен большой опыт их эксплуатации, поэтому будет возможность оценить достоверность результатов и выводов расчетов.

Выбраны для рассмотрения канаты разных конструкций, но приблизительно одинакового погонного веса и диаметра. Параметры их свивки описаны в [2] и [3]. Там же описаны изменения в шагах свивки внутреннего и наружного слоев прядей 2-х слойного каната. Для этой модифицированной конструкции нами также выполнен расчет напряженно-деформированного состояния. Вычислялись описанные выше параметры в трех сечениях отвеса каната длиной 1000 м ($x=0$, $x=500$ м, $x=1000$ м). Принимались модули упругости материала проволок равными $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $G=8,4 \cdot 10^{10}$. Принимался коэффициент трения качения для подшипника вертлюга $f=0,003$ диаметр подшипника $d_n=0,14$ м.

Пример I

2-слойный канат GIG конструкции $6 \times I_6 + I_2 \times I_6 + A$ ВN-69/1724-04, диаметром 55 мм, $q=109$ Н/м. Пряди наружного и внутреннего слоев одинаковой конструкции $5 \times II$, свиты из проволоки одного диаметра $\delta=2,3$ мм. Центральных проволок в прядях нет. Параметры свивки прядей: $\gamma_1=2,0$ мм, $h_1=65$ мм ($\alpha_1=-10,94193$); $\gamma_2=4,27$ мм, $h_2=115$ мм ($\alpha_2=-13,132$). Пряди внутреннего слоя - $R_1=11,22$ мм, $H_1=205$ мм ($\beta_1=-18,97755$); наружного слоя - $R_2=22,8$ мм, $H_2=475$ мм ($\beta_2=16,78294$).

Агрегатные коэффициенты жесткости пряди:

$$A_{01} = A_{02} = 1,299382 \cdot 10^7 \text{ Н}, \quad b_{01} = b_{02} = 13,33963 \text{ Нм}^2, \quad C_{01} = C_{02} = 10411,15 \text{ Нм} \\ g_{01} = g_{02} = 4,61552 \text{ Нм}^2.$$

Агрегатные коэффициенты жесткости каната:

$$A = 2,028706 \cdot 10^8 \text{ Н}, \quad B = 6632,464 \text{ Нм}^2, \quad C = 537317,2 \text{ Нм}, \\ G = \sum E J_i = 83,07936 \text{ Нм}^2, \quad \Delta = 1,056822 \cdot 10^{12} \text{ Н}^2 \text{ м}^2, \quad \sum F_i = 1196,57 \text{ мм}^2.$$

Момент трения в подшипнике вертлюга $M_{тр} = 22,89$ Нм.

Результаты расчета силовых факторов в трех сечениях каната приведены в табл. I.

По результатам расчета напряженно-деформированного состояния каната можно сделать следующие выводы:

1. Слои прядей каната в эксплуатации нагружены неравномерно. Натяжение прядей внутреннего слоя значительно /в 2,47 раза/ превышает натяжение прядей наружного слоя.
2. В нижнем сечении у петли ($x=0$) в прядях внутреннего слоя возникают отрицательные продольные усилия, а поскольку пряди на сжатие не работают, то это свидетельствует о выходе прядей внутреннего слоя наружу и о расслоении каната.
3. В напряженном состоянии проволок прядей превалируют напряжения растяжения. Изгибные напряжения по величине на порядок меньше напряжений от растяжения.

Таблица I

Силловые факторы в 2-х слойном канате GIG (6×I6+I2×I6+A) d =55 мм

Коорд M	P H	M HM	P ₃₁ /P ₃₂ H	L ₃₁ /L ₃₂ HM	P ₆₁ /P ₆₂ H	L ₆₁ /L ₆₂ HM	P ₁ /P ₂ H	M ₁ /M ₂ HM	Σ M ₁ f _{m1}	
									H	H
0	0	22,89	-369,163 182,944	0,3135 -0,1282	2,6436 -0,6012	-1,136·10 ⁻² 1,093·10 ⁻²	-2099,75 2099,75	9,7146 13,1754	-3407,1 676,3	
500	54500	22,89	5088,49 2226,13	-4,1751 -1,8799	-37,986 -6,121	4,983·10 ⁻² -6,213·10 ⁻²	28945,6 25554,4	-132,766 155,656	46920,0 8214,0	
1000	109000	-22,89	10546,1 4269,3	-8,6636 -3,6316	-78,616 -11,641	11,11·10 ⁻² -13,52·10 ⁻²	59991,0 49009,2	-275,244 298,133	97247,1 15753,3	

Таблица I (Продолжен. I)

Деформации прядей I-го и 2-го слоев

Коорд M	P ₃₁ H	P ₆₁ H	L ₃₁ HM	L ₆₁ HM	P ₁ H	M ₁ HM	Σ M ₁ f _{m1}	Σ M ₁ f _{m1}	Σ M ₁ f _{m1}
0	-2,4615 2,3672	2,6436 -0,6012	0,3135 -0,1282	-1,136·10 ⁻² 1,093·10 ⁻²	-2099,75 2099,75	9,7146 13,1754	-3407,1 676,3		
500	10,7969 -13,4610	5088,49 2226,13	-4,1751 -1,8799	4,983·10 ⁻² -6,213·10 ⁻²	28945,6 25554,4	-132,766 155,656	46920,0 8214,0		
1000	24,0552 -29,2691	10546,1 4269,3	-8,6636 -3,6316	11,11·10 ⁻² -13,52·10 ⁻²	59991,0 49009,2	-275,244 298,133	97247,1 15753,3		

Таблица I (Продолж2)

Деформации проволок и напряжения в них

Коорд и м	сл.ряд	$\bar{\epsilon}$ ·10 ⁻³	ϵ_s ·10 ⁻⁴	$\bar{\epsilon}$ ·10 ⁻³	σ_p ·10 ⁷ Па	φ ·10 ⁶ Па	σ_{uz} ·10 ⁷ Па	σ_n ·10 ⁷ Па	σ_z ·10 ⁷ Па
0	I	-3,0562	-0,2597	3,3823	-0,5454	0,3267	-0,0738	-0,6192	0,6226
	2	-3,3295	-0,2760	3,2591	-0,5796	0,3148	-0,0804	-0,6600	0,6630
	I	0,4748	0,4504	3,3625	0,3159	0,3248	0,0115	0,3274	0,3337
	2	0,2315	0,4267	3,2645	0,2661	0,3153	0,0056	0,2747	0,2789
500	I	10,3048	3,6967	-19,4773	7,7630	-1,8815	0,2489	8,0418	8,0207
	2	13,3232	3,7502	-18,6363	7,8754	-1,8003	0,3247	8,1974	8,2051
	I	-7,7004	1,5745	-18,4164	3,3065	-1,7790	0,4859	3,4925	3,5106
	2	-4,9346	1,6603	-17,7359	3,4868	-1,7133	0,4192	3,6060	3,6222
1000	I	23,6659	7,6530	-42,3369	16,0743	-4,0897	0,5715	16,6428	16,6629
	2	29,9761	7,7764	-40,5318	16,3304	-3,9154	0,7239	17,0543	17,0723
	I	-15,8755	2,9986	-40,1952	6,2972	-3,8829	0,3834	6,6806	6,7255
	2	-10,1008	3,4940	-38,7363	6,7075	-3,7419	0,2439	6,9514	6,9916

Пример 2

Конструкция 2-х слойного каната, описанного в примере I, была модифицирована. Для предотвращения выплывания внутренних слоев прядей было решено увеличить шаг свивки внутренних прядей и уменьшить шаг свивки прядей наружного слоя. Сделано $N_1=240$ мм /вместо 205 мм/, $N_2=440$ мм /вместо 475 мм/. Конструкция прядей осталась прежней и ее агрегатные коэффициенты жесткости не изменились / см. пример I/, но изменились углы свивки / $\beta_1 = -16,36957^\circ$ / , / $\beta_2 = +18,03438^\circ$ / и агрегатные коэффициенты жесткости каната

$$A=2,02854I \cdot 10^8 \text{ Н}, \quad B=7226,577 \text{ Нм}^2, \quad C=618812,9 \text{ Нм}, \\ G=\sum EJ=83,07936 \text{ Нм}^2, \quad \Delta = 1,083011 \cdot 10^{12} \text{ Н}^2 \text{ м}^2.$$

Результаты расчета силовых факторов в модифицированной конструкции каната при тех же данных, что и в примере I $l=1000$ м, $f=0,003$, $d_n=0,14$ м, $q_v=109$ Н/м / $M_{np}=22,89$ Нм/ приведены в табл.2.

Мы не приводим численных значений по деформациям прядей и проволочек каната, они незначительно отличаются от аналогичных значений для каната исходной конструкции, рассмотренного подробно в примере I.

По данным табл.2 можно сделать вывод, что после внесенных изменений шагов свивки конструкция каната не улучшилась. Наоборот, внутренние пряди еще более нагрузились /2,97 раза/, а тенденция к расслоению каната и выплыванию прядей внутреннего слоя в нижнем сечении отвеса каната сохранилась.

Таблица 2

Силовые факторы в 2-х слойном канате GIG $d=55$ мм модифицированной конструкции

Коорд м	P Н	M Нм	P_{k1}/P_{k2} Н	L_{k1}/L_{k2} Нм	P_{b1}/P_{b2} Н	L_{b1}/L_{b2} Нм	P_1/P_2 Н	M_y/M_z Нм	f_{n1}/f_{n2} Н
0	0	22,89	-363,558 183,936	0,3096 -0,1299	1,953 -0,6924	$-0,988 \cdot 10^{-2}$ $1,132 \cdot 10^{-2}$	-2096,22 2096,22	8,571 14,319	-2526,6 782,2
500	54500	22,89	5496,09 2000,92	-4,5207 -1,7108	-30,7065 -6,2151	$5,382 \cdot 10^{-2}$ $-7,562 \cdot 10^{-2}$	31691,7 22808,3	-128,4 151,3	38168,0 8491,1
1000	109000	22,89	11355,7 3817,9	-9,3511 -3,2916	-63,3660 -11,7381	$11,753 \cdot 10^{-2}$ $-16,257 \cdot 10^{-2}$	65479,7 43520,5	-265,4 288,3	78863,2 16200,1

Пример 3

Расчет 3-х слойного каната конструкции $33 \times 7 + A_0 / 6 \times 7 + 11 \times 7 + 16 \times 7 + A_0 /$
 BN -77/502I диаметром 49 мм, $q = 105$ Н/м. Все проволоки одного диаметра
 $\delta = 2,5$ мм, пряди I-го /внутреннего/ и 3-го /наружного/ слоя одно-
 сторонней свивки, а 2-го /среднего/ - крестовой. Конструкция пряди
 I+6, $\zeta_1 = 2,5$ мм, $h_1 = 75$ мм. Пряди свиты так: $R_1 = 6,5$ мм, $H_1 = 134$ мм
 $/\beta_1 = -10,95025^\circ/$, $R_2 = 14$ мм, $H_2 = 210$ мм $/\beta_2 = -22,72779^\circ/$, $R_3 = 21$ мм,
 $H_3 = 304$ мм $/\beta_3 = +23,46257^\circ/$. Для прядей I-го слоя $\alpha_{11} = -11,629^\circ$, 2-го
 слоя - $\alpha_{21} = +11,629^\circ$, 3-го - $\alpha_{31} = +11,629^\circ$.

Агрегатные коэффициенты жесткости пряди диаметром 7,5 мм

$$A_{01} = A_{02} = A_{03} = 6830777 \text{ Н}, \quad b_{01} = b_{02} = b_{03} = 3,956157 \text{ Нм}^2,$$

$$C_{01} = -3026,994 \text{ Нм}, \quad C_{02} = C_{03} = +3026,994 \text{ Нм}.$$

Агрегатные коэффициенты жесткости каната

$$A = 1,793415 \cdot 10^9 \text{ Н}, \quad B = 9666,2 \text{ Нм}^2, \quad C = 392979 \text{ Нм},$$

$$G = \sum E I_i = 93,01681 \text{ Нм}^2, \quad \Delta = 1,579119 \cdot 10^{12} \text{ Н}^2 \text{ м}^2.$$

Результаты расчета силовых факторов по слоям в трех сечениях
 отвеса каната $X=0$, $X=500$ м и $X=1000$ м приведены в табл 3.

Расчеты показывают, что натяжение прядей по слоям каната неравно-
 мерное. Наиболее нагружены пряди внутренних слоев, однако неравномер-
 ность натяжения прядей этой конструкции меньше, чем в 2-х слойной -

$$\frac{P_{12}}{P_{23}} = \frac{4449}{2379} = 1,87 \text{ раза}.$$

По напряжениям в центральных проволоках прядей -

$$\frac{\sigma_{жс2}}{\sigma_{жс1}} = \frac{13,9422}{7,8457} = 1,77 \text{ раза}.$$

Тенденция к расслоению прядей сохраняется, но этот канат сможет
 работать на глубинах больших, чем 2-х слойный канат.

Таблица 3
Словные факторы в 3-х-слойном польском канате конструкции 33x7-A₀ (BN 77/502I) d = 49 мм

Коорд x, м	P, Н	M, Нм	$\frac{P_{t1}}{H}$ $\frac{P_{t2}}{H}$ $\frac{P_{t3}}{H}$	$\frac{L_{t1}}{Hm}$ $\frac{L_{t2}}{Hm}$ $\frac{L_{t3}}{Hm}$	$\frac{P_{b1}}{H}$ $\frac{P_{b2}}{H}$ $\frac{P_{b3}}{H}$	$\frac{L_{b1}}{Hm}$ $\frac{L_{b2}}{Hm}$ $\frac{L_{b3}}{Hm}$	$\frac{P_1}{H}$ $\frac{P_2}{H}$ $\frac{P_3}{H}$	$\frac{M_1}{Hm}$ $\frac{M_2}{Hm}$ $\frac{M_3}{Hm}$	$\frac{f_{m1}}{H}$ $\frac{f_{m2}}{H}$ $\frac{f_{m3}}{H}$
0	0	22,05	-71,6 -111,7 104,9	3,73 10 ⁻² -4,47 10 ⁻² 5,11 10 ⁻²	0,330 -0,591 0,302	-3,569 10 ⁻³ -4,515 10 ⁻³ 4,846 10 ⁻³	-411,7 -1130,6 1542,7	1,02 6,29 14,73	-9449 -1205 787
500	52500	22,05	2136,6 2169 1242	-0,973 0,938 0,533	-12,36 10,29 4,47	5,279 10 ⁻³ 1,156 10 ⁻³ -2,567 10 ⁻³	12291 21960 18263	-29,3 -121,0 172,5	27106 23385 9300
1000	105000	22,05	4345 4449 2379	-1,983 1,921 1,015	-25,04 21,18 8,64	14,12 10 ⁻³ 27,63 10 ⁻³ -56,20 10 ⁻³	24993 45051 34983	-59,6 -248,4 330,2	55123 47976 17813

Таблица 3 (Продолж I)
 Деформации прядей (центральных проволок) и напряжения в центральных проволоках по слоям

Коорд X м	$\epsilon_{np i}$ 10 ⁻³	$\epsilon_{np i}$ 10 ⁻⁴	$\tau_{np i}$ 10 ⁻³	$\sigma_{pc i}$ 10 ⁷ Па	τ_{ci} 10 ⁶ Па	$\sigma_{из ci}$ 10 ⁷ Па	$\sigma_{nc i}$ 10 ⁷ Па	$\sigma_{жк ci}$ 10 ⁷ Па
0	-1,2663 -1,6018 1,7191	-0,0954 -0,1716 0,1459	2,1206 1,8333 1,7581	-0,2008 -0,3604 0,3064	0,2226 0,1925 0,1846	-0,0334 -0,0421 0,0451	-0,2342 -0,3854 0,3679	0,2383 0,3873 0,3697
500	1,8728 4,0999 -9,1094	3,0837 3,2142 1,8480	-9,9935 -8,8436 -6,6071	6,4758 6,7497 3,8809	-1,0493 -0,9286 -0,6937	0,0492 0,1076 0,2391	6,5250 6,8574 4,0585	6,5284 6,8599 4,4223
1000	5,0120 9,8015 -19,9379	6,2629 6,5999 3,5502	-22,1077 -19,5204 -14,9723	13,4521 13,8599 7,4554	-2,3243 -2,0496 -1,5721	0,1316 0,2573 0,5234	13,2836 14,4172 7,9788	13,2948 14,4231 7,9850

Таблица 3 (Продолж.2)

Деформации нецентральных проволок и напряжения в них

Коорд X м	$\bar{\epsilon}_s$ 10^{-3}	ϵ_s 10^{-4}	$\bar{\epsilon}_s$ 10^{-3}	σ_p $\cdot 10^7 \text{ Па}$	τ $\cdot 10^6 \text{ Па}$	σ_{uz} $\cdot 10^7 \text{ Па}$	σ_n $\cdot 10^7 \text{ Па}$	$\sigma_{\text{эк}}$ $\cdot 10^7 \text{ Па}$
0	-1,7906 -0,4089 1,9642	-0,0102 -0,0155 0,1486	1,9783 1,6246 1,6626	-0,2143 -0,3259 0,3120	0,2077 0,1706 0,1663	-0,0470 -0,0107 0,0516	-0,2613 -0,3367 0,3636	0,2646 0,3384 0,3653
500	10,6037 5,0522 -13,5645	3,0043 3,0347 1,7372	-10,2113 -7,0320 -5,4403	6,3089 6,3729 3,6482	-1,0722 -0,7384 -0,5712	0,0458 0,1326 0,3564	6,2931 6,5056 4,0043	6,3285 6,5072 4,0059
1000	2,9980 -9,6954 -29,0932	6,1106 6,2247 3,3259	-22,4009 -15,6885 -12,5431	12,8323 13,0718 6,9844	-2,3521 -4,6473 -1,3170	0,0787 0,2545 0,7637	12,5120 12,8173 7,6370	12,9195 13,3304 7,7526

В В О Д Ы

1. Предлагаемая расчетная схема и метод анализа напряженно-деформированного состояния многослойных круглопрядных уравновешивающих канатов дают достоверные результаты, поскольку основные выводы по расчету 2-х и 3-х слойных конструкций канатов соответствуют накопленным опытным данным.
2. Предлагаемая методика расчета может быть использована для анализа работоспособности канатов существующих конструкций и для обоснования оптимальных параметров канатов новых конструкций.

LITERATURA

- [1] Carbogno A., Hankus J., Konieczny S.: Analiza eksploatacji lin wyciągowych wyrównawczych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1978, nr 10.
- [2] Carbogno A., Konieczny S.: Liny wyrównawcze okrągłe nieodkrętnie. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1978, nr 11.
- [3] Carbogno A., Drożdżak S.: Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych w kopalniach rud miedzi. Budownictwo Górniczo-Przemysłowe i Kopalnictwo Rud 1979, nr 6.
- [4] Carbogno A., Czaża J.: Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych w górnictwie węglowym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1981, nr 11-12.
- [5] Oleksy W., Glik R., Chycki B.: Lina wyrównawcza okrągła trzywarstwowa o konstrukcji 34x7+A₀. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1990, nr 3-4.
- [6] Carbogno A., Pardubický J.: Problematyka lin wyrównawczych okrągłych w górnictwie czeskosłowackim. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1987, nr 11.
- [7] Глушко М.Ф.: Стальные подъемные канаты. Киев, Техника, 1966
- [8] Ропай В.А.: Экспериментальное исследование деформаций кручения круглых уравновешивающих канатов на шахтной подъемной установке.
Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. International Conference: Dynamics of mining machines.
Dynamach '89, Z.82, Gliwice 1991.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Jerzy Antoniak

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1992 r.

STRESS - DEFORMATION IN MULTILAYER ROUND - SPLICED
BALANCE ROPES

S u m m a r y

The developed technique for the calculation of the stressed and strained state of multilayer round stranded balancing rope with the regard of its linear-torsional deformation has been described. The dependencies have been obtained to calculate the strains and stresses in the strands and in each of the wires of rope.

The technique can be used to design new structures of the round stranded balancing rope and to forecast the working ability of the existing structures.

NAPRĘŻENIOWO-DEFORMACYJNY STAN OKRĄGŁOSPŁOTKOWYCH
WIELOWARSTWOWYCH LIN WYRÓWNAWCZYCH

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

W artykule przedstawiono sposób wyznaczania naprężeń w wielowarstwowej okrągłej linie wyrównawczej, wywołanych liniowo przemieszczającym się momentem obrotowym w czasie ruchu naczyń w szybie. Metoda daje możliwość stworzenia algorytmu i programu komputerowego, pozwalającego na projektowanie i konstruowanie nowego typu lin okrągłych o założonych z góry parametrach eksploatacyjnych, zezwalając tym samym na eliminację wad na etapie konstrukcyjnym w pracujących już konstrukcjach lin.