МИННО – ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ "СВ. ИВАН РИЛСКИ" СОФИЯ

МИННО-ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧЕН ФАКУЛТЕТ КАТЕДРА "МЕХАНИЗАЦИЯ НА МИНИТЕ"

гл. ас. инж. Живко Григоров Илиев

ИЗСЛЕДВАНЕ РЕЖИМА НА РАБОТА И ОБОСНОВАВАНЕ НА РАЦИОНАЛНИ ПАРАМЕТРИ НА РОЛКОВИ НАПРАВЛЯВАЩИ УСТРОЙСТВА НА ПОДЕМНИ СЪДОВЕ ЗА РУДНИЧНИ КЛЕТКОВИ ПОДЕМНИ УРЕДБИ

ΑΒΤΟΡΕΦΕΡΑΤ

На дисертационен труд за получаване на образователна и научна степен "ДОКТОР"

Научна специалност: "Механизация на мините" Професионално направление: 5.8 "Проучване, добив и обработка на полезни изкопаеми"

Научен консултант: Доц. д-р Кр. Цветков

София, 2014г.

Дисертационния труд съдържа 179 страници текстова част, 171 фигури и 2 – таблици разпределени в 5 глави. Списък на използвана литература от 116 заглавия на кирилица и латиница и едно приложение с 48 фигури.

Номерата на главите, параграфите, таблиците, фигурите и формулите в автореферата отговарят на тези от дисертационния труд.

Дисертационният труд е обсъден и насрочен за защита от разширен катедрен съвет на катедра "Механизация на мините" при МГУ "Св. Иван Рилски".

Дисертантът работи като главен асистент в катедра "Механизация на мините" при МГУ "Св. Иван Рилски".

Защитата на дисертационния труд ще се състои наот 12.00 часа в лаб. 22 на МГУ "Св. Иван Рилски" - София

Дисертацията, автореферата и рецензиите на членовете на научното жури се намират в отдел "Следдипломна квалификация" на МГУ"Св. Иван Рилски" – София, в сградата на Ректората, III етаж, 79 стая.

Автор: маг. инж. Живко Григоров Илиев

Заглавие: "Изследване режима на работа и обосноваване на рационални параметри на ролкови направляващи устройства на подемни съдове за руднични клеткови подемни уредби "

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИЯТА

Актуалност. Рудничните подемни уредби се използват при подземния добив на полезни изкопаеми в продължение на повече от 100 години. На този етап от развитието на науката и на промишлените технологии не се осигуряват алтернативни решения, които биха могли да бъдат конкурентноспособни на рудничните подемни уредби по показателите за икономичност, производителност, безопасност и опазване на околната среда. Тези обстоятелства определят перспективите в използването на рудничните подемни уредби и в близките 50 -100 години

Резултатите от многогодишната експлоатация на РПУ (рудничните подемни уредби) показват, че независимо от техните безспорни предимства в сравнение с другите видове технически средства за вертикален транспорт при подземен добив на полезни изкопаеми на големи дълбочини, тяхната работа е съпроводена с редица недостатъци, в резултат на което възникват аварии и катастрофи. Съществено е да се отбележи , че аварии и катастрофи възникват в руднични подемни уредби, които на пръв поглед удовлетворяват всички изисквания на действащите у нас нормативно– технически документи и проектни решения. В резултат на това в редица случаи именно рудничните подемни уредби се явяват една от основните причини за недостигане на проектната производителност на един рудник за подземен добив на полезни изкопаеми.

Развитието на минната промишленост през 21 век ще бъде подчинено на основните закони на пазарната икономика: ниска енергоемкост; минимум на материални, трудови и финансови ресурси на висока конкурентоспособност. Ето защо проектирането на нови и експлоатацията на съществуващите рудници трябва да премине от количествени показатели към показателите за качество и ефективност.

Важно място в решаването на тези и други проблеми заемат задачите за понататъшно усъвършенстване на рудничните подемни уредби, които представляват едно от основните звена в технологичната верига за подземен добив на полезни изкопаеми.

Една от причините за ограничаване на производителността на рудничните подемни комплекси е свързана с ниската надеждност и необоснования избор на направляващи устройства за подемните съдове на рудничните подемни уредби.

Цел и задачи на дисертационната работа.

3

Разработването на една обща теоретична основа за проектиране и конструиране на надеждни в експлоатация направляващи устройства за подемни съдове на руднични подемни уредби се явява една от основните задачи за решаване в областта на рудничния подем. За постигането на целта е необходимо да се решат следните задачи:

1. Разработване на методика за механо-математично моделиране на ударното натоварване на водачите вследствие от неточност при тяхното съединяване при работа с ролкови направляващи устройства на клеткова подемна уредба.

2. Разработване на аналитична методика за изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при натоварване от коаксиално усукване, както и при осово и радиално натоварване.

3. Промишлено експериментално изследване на руднична клеткова подемна уредба с ролкови направляващи устройства с гумени бандажи с цел определяне на вибрационното състояние й в реални работни условия.

4. Разработване на компютърна методика за 3D изследване на двуролково и триролково направляващо устройства с помоща на софтуерен CAD продукт по Метода на крайните елементи, както и разработване на методика за компютърен модален (честотен) анализ на собствените честоти на конструкцията.

ГЛАВА І.

НАПРАВЛЯВАЩИ УСТРОЙСТВА ЗА РУДНИЧНИ ПОДЕМНИ УРЕДБИ КАТО ОБЕКТ НА ИЗСЛЕДВАНЕ. ПОСТИЖЕНИЯ НА ТЕОРИЯТА И ПРАКТИКАТА.

1.1. Класификация на направляващи устройства за подемни съдове на руднични подемни уредби.

Направляващите устройства са предназначени за осигуряване на нормално и безопасно движение на подемния съд по водачите от армировката на вертикална шахта.

Разработването на едни или други конструктивни решения на направляващи устройства се базира преди всичко на резултатите от изследване на процесите за динамическото взаимодействие на движещ се подемен съд с водачите от армировката на шахтата и с отчитането на следните параметри: якостни свойства на армировката; вид, конструкция и коравина на подемния съд, а също така и зададения режим за неговото движение [17,18,19,20,21,22,70,71,72,73,74,75,76,77,83,85,86,90,91,93,104].

Изследванията за динамика на системата "подемен съд-армировка "показват, че работоспособността й се определя преди всичко от такова съчетаване на конструктивните параметри на армировката, подемния съд, направляващите устройства

и режима на движение, които да осигуряват динамическа устойчивост при нормирани амплитуди на параметричните колебания на подемния съд при взаимодействието му с водачите [11,12,13,15,16,28,46,67,81].

1.2. Плъзгащи направляващи устройства. Видове конструкции.

В зависимост от типа и разположението на водачите се различават следните видове конструкции на направляващи устройства, показани на *фиг.1.3*: къси направляващи устройства с П – образна форма (открити, отворени) и с П – образна форма полузакрити[4];

Направляващите устройства с П – образна форма (НУ с П - ОФ) е допустимо да се монтират на всички видове подемни съдове, различни по предназначение и товароподемност.



Фиг. 1.1. Класификация на направляващи устройства за подемни съдове на руднични подемни уредби

1.3. Ролкови направляващи устройства.

Използването на ролкови НУ с бандажно покритие от гума ($\phi ue.1.5$) практически изключва механичното износване на водачите(ако динамическите характеристики на конструкцията са избрани правилно т.е. избрани са така, че предпазните НУ с П - ОФ да не встъпват в контакт с водачите). Това предимство се осигурява от този факт, че ролковите направляващи устройства се явяват единствено целесъобразни за осигуряване насоченото движение на подемен съд с висока скорост по кутиеобразни (съставни) водачи от тънкостенен профил. Основното изискване към РНУ е свързано с осигуряването на плавно, без ударно движение на подемния съд. Критерии за плавност се явява такъв режим на движение, при който предпазните НУ с П - ОФ в процеса на нормален работен подемен цикъл не влизат в контакт с водачите. На първо място това изискване не може да се осигури само с правилното определяне параметрите на конструкцията за окачване, които определят коравината на техните характеристики, работния ход, предварителното натоварване(свиване) на еластичния елемент и др.



Фиг. 1.5. Направляващи ролкови устройства за водачи с правоъгълно сечение: а – при двустранно разположение на водачите спрямо подемния съд; б-за подемен съд с четири водачи, в, г) характеристика на амортизатора(1) и на направляващото устройство(2).

1.4. Специални направляващи устройства.

Смяната на водачи от армировката на вертикалната шахта в експлоатация е изключително сложна и с висока стойност операция.

В последните години са предложени принципно нови направляващи устройства, с които се изключва непосредствения контакт и взаимодействието в кинематичната двойка " направляващо устройство-водач ".

Въздушната възглавница в системата "подемен съд - армировка " е възможно да се получи по два метода. [3]. В първия случай (*фиг. 11.*) се ползват кутиеобразни водачи с правоъгълно сечение. По цялата дължина на водача, по неговите работни повърхности (една челна и две странични) се пробиват в шахматен ред отвори с формата на дюза с разширение в посока на външната повърхност на водача. От повърхността на шахтата или от междинни хоризонти с компресор се подава сгъстен въздух във вътрешността на кутиеобразния водач.



Фиг. 1.11. Направляващо устройство за подемен съд на въздушна въглавница с перфорирани водачи

Въздухът, излизайки от дюзите, непрекъснато въздейства на П – образните направляващи устройства. Този тип направляващи устройства се монтират по цялата височина на подемния съд и съответстват на профила на водачите. Въздушният поток с определени параметри създава въздушна възглавница между водачите и направляващото устройство и изключва прекия контакт и взаимодействие между тях [3].

1.5. Информация на латиница за направляващи устройства на подемни съдове за руднични подемни уредби.



Фиг.1.14. Ролков блок изобретен от Race T.T.

Видове конструкции на ролкови блокове. Показаният ролков блок на *фиг.1.14*. патент на *Race T.T.* [97], е предназначен за водене на рудничен подемен съд в шахта по релсов път или по наклонено трасе. Конструкцията на ролковият блок включва комплект ролки и комплект поддържащи рамена. Тя трябва да осигурява намаляване на нежеланите динамични сили, които се предават на подемния съд чрез ролките и останалите елементи от ролковия блок.

1.6. Изводи.

От литературния обзор следва, че независимо от значителните теоретични постижения и големите възможности на съвременните промишлени технологии резултатите от експлоатацията на съвременните руднични подемни уредби показват наличието на редица нерешени въпроси и проблеми, които оказват съществено влияние върху надеждността и безопасна експлоатация на подемния комплекс.

Един от тези проблеми и незавършени задачи е свързан със създаването на надеждни направляващи устройства за подемни съдове на руднични подемни уредби.

Общоприетата практика у нас и в чужбина да се проектират и конструират еластични направляващи устройства не е теоретично обосновано и приложимо за конкретни експлоатационни условия и е неприемлива поради следните съображения:

На първо място в резултат на големия брой и значително многообразие на технико-икономическите характеристики на подемни уредби, на които трябва да съответстват точно определени параметри на направляващите устройства за всеки конкретен случай.

На второ място, отсъствието на общ методологически подход и научно обосновани изчисления не дават възможност за конкретни експлоатационни условия да се прогнозира динамическата работоспособност на системата и на нейния срок за експлоатация.

1.7.Цел и задачи на дисертационната работа.

Разработването на една обща теоретична основа за проектиране и конструиране на надеждни в експлоатация направляващи устройства за подемни съдове на руднични подемни уредби се явява една от основните задачи за решаване в областта на рудничния подем. За постигането на целта е необходимо да се решат следните задачи:

1. Разработване на методика за механо-математично моделиране на ударното натоварване на водачите вследствие от неточност при тяхното съединяване при работа с ролкови направляващи устройства на клеткова подемна уредба.

2. Разработване на аналитична методика за изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при натоварване от коаксиално усукване, както и при осово и радиално натоварване.

3. Промишлено експериментално изследване на руднична клеткова подемна уредба с ролкови направляващи устройства с гумени бандажи с цел определяне на вибрационното състояние й в реални работни условия.

4. Разработване на компютърна методика за 3D изследване на двуролково и триролково направляващо устройства с помоща на софтуерен CAD продукт по Метода на крайните елементи, както и разработване на методика за компютърен модален (честотен) анализ на собствените честоти на конструкцията.

ГЛАВА II.

МЕХАНО-МАТЕМАТИЧНО МОДЕЛИРАНЕ НА УДАРНОТО НАТОВАРВАНЕ НА ВОДАЧИТЕ ВСЛЕДСТВИЕ ОТ НЕТОЧНОСТ ПРИ ТЯХНОТО СЪЕДИНЯВАНЕ ПРИ РАБОТА С РОЛКОВИ НАПРАВЛЯВАЩИ УСТРОЙСТВА НА КЛЕТКОВА ПОДЕМНА УРЕДБА.

2.1. Основни положения.

Както ни показва практиката освен силата на триене възникваща по цялата дължина на водачите вследствие от преминаването на ролките от ролковите направляващи устройства или при хлъзгането от твърдите лапи, увеличено натоварване на шахтната армировка особено във вертикално направление се получава там, където става съединяването на водачите [68, 69]. Както е известно релсовите, кутиеобразните или дървените водачи не трябва да имат дори малки неточности по между си, с цел обезпечаване на плавност и безопасност на движението на клетката или скипа по тях.

2.2. Механо-математично моделиране на ударното натоварване на водачите при работа с ролкови направляващи устройства.

На *фигура 2.1* е показана схема на взаимодействие на ролково направляващо устройство в момента на удар на ролката в мястото на съединяване на водачите. За определяне на големината на ударния импулс в точка D ще бъдат въведени следните означения в съответствие с методиката[68]:

 $\overrightarrow{V_{C1}} = \overrightarrow{V_{E1}} = \overrightarrow{V}, [m/s]$ – скорост в точките С и Е в началото на удара на ролката от ролковия блок;

 $\overrightarrow{V_{C2}}, \overrightarrow{V_{E2}}, [m/s]$ — скорост в точките С и Е в края на удара на ролката от ролковия блок;

 ω_2 , [sec⁻¹] – мигновена ъглова скорост в края на удара;

 $\overrightarrow{S_D}$, [kg.m/s] – ударен импулс;

Ударния импулс \vec{S}_D ще го разложим на съставляващите \vec{S}_{Dx} и \vec{S}_{Dy} съответно за ос *x* и за ос *y* [76,77,78]. При внезапно съприкосновение на ролката с издатината в точка D, постъпателното движение на подемния съд (клетка) и движението на ролката от ролковото устройство мигновено се изменя във въртеливо около точка D с рамо стъпалото BD=h, по този начин ролката изпитва удар.



Фиг. 2.1. Схема на подемния съд при движението му по водачите в мястото на тяхното съединяване при наличие на издатина в следствие от несъосност между тях.

За определяне на ω_2 се съставя уравнение изразяващо теоремата за изменение на кинетичния момент на механическа система при удар. Взимаме за ос на моментите хоризонталната ос по дължината на реброто D(положение 1 и 2 съответстващи на началото и края на удара като реброто D с рамо BD, съвпада за двете положения).

$$L_{D2} - L_{D1} = \sum M_D(\overline{S_l^e}) \tag{I.1}$$

Сумата от моментите от външните ударни импулси $\overline{S_D}(S_{Dx}, S_{Dy})$ приложени към ролката [78] и следователно към цялата система в дадения момент спрямо относителната ос D е равна на:

 $\sum M_D(\overline{S_l^e}) = 0$ (ударния импулс $\overline{S_D}$ пресича ос *D*) от където следва:

$$L_{D2} - L_{D1} = 0$$
или $L_{D2} = L_{D1}$

Кинетичния момент на системата спрямо относителната ос D в началото на удара ще бъде равен:

$$L_{D1} = m V_{C1}(R - h) + M V_{E1}(H + R - h) = V[m(R - h) + M(H + R - h)], [J.s]$$

Кинетичния момент на системата спрямо относителната ос D в края на удара ще бъде:

 $L_{D2} = I_{Dponka}. \omega_2 + I_{Dпoдемен съд}, [kg. m^2]$, където $I_{Dponka}, [kg. m^2]$ – масов инерционен момент на ролката от ролковата опора $I_{Dпoдемен съд}, [kg. m^2]$ – масов инерционен момент на подемния съд

$$I_{D \text{ролка}} = I_c + m. R^2$$
, $[kg. m^2]$

За определяне на масовия инерционен момент прилагаме теоремата на Щайнер – Хюйгенс, като ролката се приема за непрекъснат диск от където получаваме:

$$I_{Dponka} = \frac{m.R^2}{2} + m.R^2 = \frac{3}{2}mR^2$$
, [kg.m²]

Масовият инерционен момент на подемния съд спрямо относителната точка D според теоремата на Щайнер – Хюйгенс ще бъде:

$$I_{D \text{подемен съд}} = I_{E \text{подемен съд}} + M. (ED)^2, [kg. m^2]$$
(II.2)

Където $I_{Eподемен \, съд}$ – е масов инерционен момент на съда спрямо центъра на тежестта на подемния съд (точка E), [kgm²].

$$I_{E \Pi O Д C M C H C T J Z} = M. \frac{a^2 + b^2}{12}; [kg. m^2]$$
(II.3)

ED – разстояние от центъра на тежестта на подемния съд до точката на удара, m

$$(ED)^{2} = (EK)^{2} + (KD)^{2} = (H + R - h)^{2} =$$

$$= [R^{2} - (R - h)^{2}] = (H + R)^{2} - 2H \cdot h + 2 \cdot h^{2}$$
(II.4)

Фиг. 2.2. Схема на ударно взаимодействие на ролково направляващо устройство в мястото на съединяване на водачите при наличие на издатина вследствие от несъосност между тях.

$$I_{D\Pi O \text{Демен съд}} = M. \frac{a^2 + b^2}{12} + M. \left[(H+R)^2 - 2Hh + 2h^2 \right] = M \left[\frac{a^2 + b^2}{12} + (H+R)^2 - 2Hh + 2h^2 \right]$$

2. $H.h + 2.h^2 \left], \left[kg.m^2 \right]$ (II.5)

След заместване на (*II.5*) в уравнението за кинетичния момент намираме мигновената ъглова скорост:

$$\omega_2 = V \cdot \frac{m(R-h) + M(H+R-h)}{1.5 \cdot R^2 + M \left[\frac{a^2 + b^2}{12} + (H+R)^2 - 2 \cdot Hh + 2 \cdot h^2 \right]}, [rad/s]$$

Ще въведем приведен инерционен радиус на подемния съд [76]:

$$\rho = \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{12} + (H + R)^2 - 2.Hh + 2.h^2, [m]}$$

Ще приложим теоремата за изменение на количеството на движение системата при удар:

$$(M.\overline{V_{E2}} + m\overline{V_{C2}}) - (M.\overline{V_{C2}} + m\overline{V_{C1}}) = \sum \overline{S_D}$$

Уравнението го проектираме по ос х и по ос у от където то приема вида:

$$\begin{cases} (MV_{E2}^{x} + mV_{C2}^{x}) - (MV_{E1}^{x} + mV_{C1}^{x}) = S_{Dx}; \\ (MV_{E2}^{y} + mV_{C2}^{y}) - (MV_{C2}^{y} + mV_{C1}^{y}) = S_{Dy}; \end{cases}$$
(II. 6)
(II. 7)

От уравнение (*II.8*) следва, че:

•
$$S_{Dx} = V(M+m) - \omega_2[M(H+R-h) + m(R-h)], [kg.m/s]$$
 (II.10)

От уравнение (*II.9*) следва, че:

•
$$S_{Dy} = \omega_2 (M+m) \sqrt{2Rh - h^2}, [kg.m/s]$$
 (II.11)

След като заместим получената стойност на ω_2 в (*II.10*) и (*II.11*) уравнения получаваме:

•
$$S_{Dx} = V(M+m) - V \frac{[m(R-h)+M(H+R-h)]^2}{1.5mR^2 + M\rho^2}$$
, [kg.m/s];

•
$$S_{Dy} = V \frac{m(R-h) + M(H+R-h)}{1,5mR^2 + M\rho^2} (M+m) \sqrt{2.Rh-h}$$
, $[kg.m/s];$

От тук следва, че пълния модул на ударния импулс ще бъде равен на:

•
$$|\overline{S_D}| = S_D = \sqrt{S_{Dx}^2 + S_{Dy}^2} [kg.m/s];$$

2.3. Анализ на методиката на механо-математичното моделиране на ударното натоварване на водачите вследствие от неточност при тяхното съединяване при взаимодействието с ролкови направляващи устройства на клеткова подемна уредба.

За илюстрация на възможностите за прилагане на получените по-горе формули за механо-математичното моделиране на ударното натоварване на водачите в следствие от неточност при тяхното съединяване при взаимодействието с ролкови направляващи устройства на клеткова подемна уредба.са дадени графиките получени при следните данни на гумения бандаж: маса на клетката - M = 20, 25, 30, 35, 50 и 70[t]; радиус на ролката на направляващия апарат R = 0,32[m]; маса на ролковия блок $m = 0,125 \ [kg]$; приведен инерционен радиус на подемната клетка - $\rho = 3,12[m]$; височина на подемната клетка - a = 10,04[m]; широчина на подемната клетка - b = 4,37[m]; разстояние от оста на ролката до оста на въртене на рамото на ролката - H = 0,25[m]; h = 0,001; 0,002; 0,003; 0,004; 0,005; 0,006; 0,007; 0,008; 0,009 и 0,01 [m] – неточност при съединяването на водачите;

Построени са графични зависимости на хоризонталния и вертикалния ударен импулс при наличие на неточност при съединяването на водачите за различни скорости на движение на подемния съд при съответните му товароподемности, а именно 20t,25t,30t,35t,50t и 70t.

Така получените графики са показани на следните фигури: фиг.2.3, фиг.2.4, фиг.2.5, фиг2.6, фиг2.7, фиг2.8, фиг2.9, фиг2.10 фиг2.11, фиг.2.12. фиг.2.13. фиг.2.14. фиг.2.15. фиг.2.16. фиг.2.17. фиг.2.18. фиг.2.19. фиг.2.20, фиг. 2.21 и фиг.2.22



Фиг. 2.3. Графичен образ на зависимостта между хоризонталния ударен импулс и неточността при съединяване на водачите за скорост на подемния съд 1 [m/s] при различни товароподемности



Фиг. 2.4. Графичен образ на зависимостта между вертикалния ударен импулс и неточността при съединяване на водачите за скорост на подемния съд 1 [m/s] при различни товароподемности



Фиг. 2.21. Графичен образ на зависимостта между хоризонталния ударен импулс и неточността при съединяване на водачите за скорост на подемния съд 20 [m/s] при различни товароподемности



Фиг. 2.22. Графичен образ на зависимостта между вертикалния ударен импулс и неточността при съединяване на водачите за скорост на подемния съд 20 [m/s] при различни товароподемности

За илюстрация на възможностите за прилагане на получените по-горе формули са дадени графиките получени при следните данни: скорост на клетката - V= 1, 2, 3, 4,5, 8, 10, 12, 15 и 20 [m/s], маса на клетката – M = 20,25, 30, 35, 50 и 70 [t], маса на ролковия блок m= 0,125 [t], радиус на ролката R=0,32[m], инерционен радиус ρ = 3,2 [m]; неточност при съединяването h= 0,001; 0,002; 0,003; 0,004; 0,005; 0,006; 0,007; 0,008; 0,009 и 0,01[m].

Както е видно от графиките вертикалния ударен импулс обуславя основното ударно натоварване както на водачите, така и на ролковия блок, като при движението на подемния съд възниква и допълнителен хоризонтален импулс. На фигурите фиг. 2.5, фиг.2.6, фиг.2.8, фиг. 2.10, фиг.2 12, фиг.2.14, фиг.2.16, фиг. 2.18, фиг.2.20 и фиг. 2.22. са показани графичните образи на зависимостта между вертикалния ударен импулс и неточността при съединяване на водачите за скорости на подемния съд съответно 1,2,3,4,5,8,12,15 и 20 [m/s] при товароподемности 20 [t], 25 [t], 30 [t], 35 [t], 50 [t] и 70 [t]. Получените резултати показват, че докато при 1 [m/s] и 20 [t] максималния вертикален ударен импулс е 19, 51 [t.m/s] за неточност от съединяването 0, 01[m] (фиг. 2.2), то за 20 [m/s] и 20 [t] максималния вертикален ударен импулс е 390, 03 [t.m/s] за неточност от съединяването 0,01 [m]. От друга страна обаче за товароподемност 70[t], скорост 1 [m/s] и неточност от съединяването 0,01 [m] има вертикален импулс 67,991 [t.m/s] в уравнение с вертикалния импулс 1397 [t.m/s] Получените данни при товароподемности 70 [t], скорост 20 [m/s] и неточност от съединяването 0,01[m], което ни показва, че параметъра с по-голяма тежест в дадената зависимост е скоростта на подемния съд.

2.4 ИЗВОДИ.

1. Разработена е методика за механо-математично моделиране на ударното натоварване на водачите при работа с ролкови направляващи устройства в следствие от неточност при съединяването на водачите от шахтната армировка.

2. Направен е анализ на методиката за механо-математичното моделиране на ударното натоварване на водачите при работа с ролковите направляващи устройства вследствие от неточност при съединяването на водачите от шахтната армировка.

3. На основата на предложената методика са построени графични зависимостти между ударния хоризонтален и вертикален импулс и неточността при съединяване на водачите за определени скорости на движение на подемния съд при различни товароподемности.

4. На базата на получените резултати от аналитичното изследване е възможно да се извършат конструктивни промени и оптимизиране на скоростта на движение на подемния съд и неговата товароподемност.

16

ГЛАВА III. РАЗРАБОТВАНЕ НА ИНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ЗА ПРЕСМЯТАНЕ НА ГУМЕНИ БАНДАЖИ ЗА НАПРАВЛЯВАЩИ УСТРОЙСТВА С ГУМЕН БАНДАЖ ЗА ПОДЕМНИ СЪДОВЕ НА РУДНИЧНИ ПОДЕМНИ УРЕДБИ.

3.1. Особености на физико-механичните свойства на гумата като конструкционен материал за гумените бандажи на ролковите направляващи устройства.

Гумата, както и лежащите в нейната основа естествен или синтетичен каучук се явяват високомолекулярни полимерни съединения. Към високомолекулярните съединения се отнасят веществата, чийто молекули са с голяма молекулна маса. Характерно за всички полимери е наличието на дълги и гъвкави вериги на молекулите, както и голямата разлика в типовете връзки на междумолекулярните вериги.

Особеност на молекулярния строеж на гумата се обуславя от нейните физикомеханични свойства, като това формира високата деформируемост на гумата без тя да се разрушава. Деформируемостта на гумата особено подчертано се проявява при разтягане, когато относителното удължение до разрушение може да достигне до 500% и даже 1000%.

3.2. Изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство подложен на натоварване от коаксиално усукване.

При блокиране на оста на въртене на ролката от ролковия блок и радиус r (*фиг.3.5*) минаващ точно през средата на гумения бандаж, се получава тангенциално еластично напрежение τ [*Pa*] в тази въображаема повърхност в резултат от приложения външен усукващ момент *M* [*N.m*], като това напрежение може да се изчисли по следния начин:

$$M = 2.\pi r^2 / \tau, \ [N.m] \tag{III.1}$$

от където

$$\tau = \frac{M}{2.\pi . r^2.l}, \quad [Pa] \tag{III.2}$$

От уравнение (III.2) се вижда, че тангенциално еластично напрежение в гумения бандаж е обратно пропорционално на квадрата на разстоянието от оста на ролката до разглеждания слой в гумата и очевидно най-голяма стойност, ще има при разстояние $r = r_1$ т.е.

$$\tau_{max} = \frac{M}{2.\pi . r_1^2 . l}, [Pa]$$
(III.3)

Освен определянето на напрежението в гумения бандаж много важно се явява определянето също на коравината при усукване, която може лесно да се установи, ако се знае зависимостта между момента и ъгъла на усукване на бандажа φ . Тази зависимост може да бъде намерена при разглеждане енергията на деформация на бандажа и работата на усукващия момент *M*



Фиг. 3.5. Изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство подложен на натоварване от коаксиално усукване

Както е известно от теорията на еластичността [64], енергията на деформация на тяло имащо обем *V* може да се определи по формулата:

$$\Pi = \frac{\tau^2 \cdot V}{2 \cdot G}, [J] \tag{III.4}$$

където **G** [**Pa**] – е модул на ъглова еластичност на материала

Приема се, че деформирания обем е обема на цилиндър(формата на гумения бандаж)

$$dV = 2.\pi.r.\,ldr,[m^3]$$
(III.5)

откъдето за ъгъла на усукване на гумения бандаж ще имаме:

$$\varphi = \frac{4.\pi.G.l.r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, [rad]$$
(III.8)

След решаване на уравнение (*III.8*) спрямо M/φ за коравината на гумения бандаж при коаксиално усукване получаваме следната формула:

$$c = \frac{4.\pi.G.l.r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left[\frac{N.m}{rad}\right]$$
(III.9)

Закона за изменение на надлъжния размер на гумения елемент може да се получи от условието за постоянно тангенциално еластично напрежение във всички цилиндрични слоеве на гумения елемент, а именно :

$$\tau = \frac{M}{2.\pi.r^2.l} = \frac{M}{2.\pi.r^2.2.b} = const,$$
 (III.10)

Където *b* е широчина на бандажа на разстояние *r*.

Условието $\tau = const$ може да се изпълни само при постоянно произведение на $r^2.b$ за цилиндричната част на бандажа за всеки радиус, който се вписва в това тяло. Както се изхожда от това условие уравнението на образуващата лицева повърхност на гумения бандаж трябва да има вида:

$$r^2 \cdot b = r_1^2 \cdot b_1 = r_2^2 \cdot b_2 = const$$
 (III. 11)

Следователно за ъгъла на усукване ще имаме:

$$\varphi = \frac{M}{4.\pi.G.b_2.r_2^2} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}, [rad]$$
(III.13)

За коравината на усукване на гумения бандаж получаваме:

$$c = \frac{4.\pi.G.b_2.r_2^2}{ln\frac{r_2}{r_1}} \left[\frac{N.m}{rad}\right],$$
 (III. 14)

3.3. Изчисляване на гумен бандаж подложен на осово натоварване.

Ако на цилиндричната повърхност на разстояние *r* (разсичаща мислено гумения бандаж) от оста на ролката, действа осовата сила *P*, то следствие, на което възниква контактно напрежение. Ако дебелината на бандажа е значително по-малка от неговата дължина, то контактното напрежение може да се счита приблизително равномерно разпределено по повърхността на разстояние *r* то за силата *P* получаваме:

$$P = 2.\pi.r.l.\tau, [N]$$
 (III.15)



Фиг. 3.6. Изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство подложен на осово натоварване

Контактното напрежение при осово натоварване е пропорционално на разстоянието до оста на ролката и ще има максимална стойност при радиус r_1

$$\tau_{max} = \frac{P}{2.\pi.r_1.l}, [Pa]$$
(III. 17)

От където за осовото хлъзгане в гумения бандаж ще имаме:

$$f = \frac{P}{2.\pi.G.l} \cdot ln \frac{r_2}{r_1}, [m]$$
(III.19)

За осовата коравина на гумения бандаж ще получим следния израз:

$$c = \frac{2.\pi.G.l}{ln\frac{r_2}{r_1}}, \left[\frac{N}{m}\right]$$
(III.20)

3.4. Изчисляване гумен бандаж при натоварване на радиален натиск.

Под действието на радиалното натоварване ($\phi u c. 3.7$) в едната половина на гумения бандаж възниква разтягане на гумата, а в другата противоположното – свиване. Максималните стойности на тези напрежения ще бъдат очевидно в равнината минаваща през надлъжната ос и са с направление на равнодействащата на радиалното натоварване.



Фиг. 3.7. Изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при радиално натоварване

След като е отчетена сложността на аналитичните зависимости определящи радиалното преместване за случая когато широчината на гумения бандаж *l* е по-голяма

от неговия диаметър 2. *r*₂, радиалното преместване на вътрешните слоеве на гумата се определят по формулата:

$$f = \frac{P}{4.\pi.G.l}.\gamma, [m]$$
(III.25)

Където γ – коефициент зависещ от отношението $\frac{r_2}{r_1}$ и се получава от следния израз:

$$\gamma = ln \frac{r_2}{r_1} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2 + r_1^2}.$$
 (III.26)

Като заместим формула (*III.27*) в израза за *f* т.е. формула (*III.25*) ще получим за радиалното преместване на вътрешните слоеве следния израз:

$$f = \frac{2.P}{3.\pi.G.l} \cdot \left(\frac{r_2 - r_1}{r_2 + r_1}\right)^3, [m]$$
(III.28)

След прецизиране за израза на радиалното преместване получаваме формулата:

$$c = \frac{3.\pi.G.l}{2.\left(\frac{r_2 - r_1}{r_2 + r_1}\right)^3}, \quad \left[\frac{N}{m}\right]$$
(III.29)

Ако широчината на бандажа е по-малък в сравнение с външния радиус, то изчисляването освен за периферно и радиално изместване ще е необходимо и за осово такова. Като за радиалното изместване ще имаме следната формула:

$$f = \frac{2.P}{3.\pi.G.l} \cdot \frac{l^2 + 3.(r_1 + r_2)^2}{l^2 + 6.(r_2 - r_1)^2} \cdot \frac{(r_2 - r_1)^3}{(r_2 + r_1)^3}, [m]$$
(III.30)

За радиалната коравина на гумения бандаж ще получим:

$$c = \frac{3.\pi.G.l}{2} \cdot \frac{l^2 + 6.(r_2 - r_1)^2}{l^2 + 3.(r_2 + r_1)^2} \cdot \frac{(r_2 + r_1)^3}{(r_2 - r_1)^3}, \quad \left[\frac{N}{m}\right]$$
(III.31)

3.5. Анализ на методиката за изчисляването на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при натоварвания от коаксиално усукване, осово и радиално натоварване.

За илюстрация на възможностите за прилагане на получените по-горе формули за изчисляване на гумен бандаж за ролкови направляващи апарати са дадени графиките получени при следните данни на гумения бандаж: ширина на бандажа l = 0,108 m, външен радиус на бандажа $r_2 = 0,160m$; вътрешен радиус на бандажа $r_1 = 0,127m$ и еластичен модул на ъглова деформация $G = 900\ 000\ Pa$.



Фиг. 3.9. Еластична характеристика при коаксиално усукване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство



Фиг. 3.10. Еластична характеристика при осово натоварване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство



Фиг. 3.11. Еластична характеристика при радиално натоварване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство

На *фигура* 3.9. е дадена еластична характеристика построена на основата на аналитическата зависимост (*III.8*) при коаксиално усукване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство. Последователно е пресметната зависимостта с усукващи моменти: 100 [N.m], 150 [N.m], 200 [N.m], 300 [N.m] и 400 [N.m]. Получените резултати за ъглите на усукване са следните: 0,0018 [rad]; 0,0028 [rad]; 0,0037 [rad];

0,0056 [rad] и 0,0075 [rad]. Получените резултати са в допустими граници и са очаквани [25].

На *фигура 3.10*. графично е изобразена еластична характеристика при осово натоварване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство получена при решаването на аналитичната формула (*III*. **19**). Изчисленията са направени с осово натоварване в следния ред: 5 000 [N]; 10 000 [N]; 15 000 [N]; 20 000 [N] и 25 000 [N]. Полученото осово изместване е в границите 0,0018-0,0094 [m].

На *фигура 3.11*. е показана диаграмата на еластичната характеристика при радиално натоварване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство получена на базата на уравнение (*III.28*). Във формулата е заместено с радиална сила в диапазона 5 000 – 25 000 [N]. За радиалното преместване имаме резултати в границите: $1,79 - 8,9.10^{-5}$ [*m*]. Така получените резултати за радиалното преместване, както и тези за осовото такова са пренебрежимо малки и се намират в стойности, които са близки до получени експериментално такива [25].

3.6. Изводи за изчисляването на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при натоварвания от коаксиално усукване. осово хлъзгане и радиално натоварване.

1. Разработена е аналитична методика за изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при натоварване от коаксиално усукване.

2. Разработена е аналитична методика за изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при натоварване от осова сила.

3. Разработена е аналитична методика за изчисляване на гумен бандаж от ролково направляващо устройство при натоварване от радиална сила.

ГЛАВА IV. ПРОМИШЛЕНО ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВИБРАЦИОННОТО СЪСТОЯНИЕ НА РУДНИЧНА ПОДЕМНА КЛЕТКА С РОЛКОВИ НАПРАВЛЯВАЩИ УСТРОЙСТВА.

4.1. Обект на изследване, средства и прибор за измерване на вибрационното състояние.

Хардуерната реализация (фигура 4.3) включва развойна система Arduino Mega и сензори за измерване на ускорение по три направления MMA7361. Параметрите на развойна система имащи значение за разработваното устройство са:- микроконтролер ATmega 2560 с тактова честота 16 MHz;- един 10 битов аналогово цифров преобразувател;- 16 аналогови входа и 54 входно/изходни цифрови пина;- максимална скорост на обмен на данни с компютър - 115200 bps;- SRAM -8kB.



Фиг. 4.2. Схема на армировката и разположението на подемните съдове в рудник "Бабино"

Софтуера дава възможност за неограничен запис за всяко от 12-те направления. Минималният интервал на дискретизация е 4,1615 милисекунди, като ограничаващо условие е броя на измервателните направления и възможностите на интерфейса за връзка с преносимият компютър (HP 6730 s), този интервал може да бъде увеличен програмно, както и да бъде намален с редуциране на направленията за измерване.

На фигура 4.5 е показана схемата на разположение на датчиците за измерване, съответно с позициите 1, 2, 3 и 4. Чрез USB кабел микропроцесорната система (MPS) се свързва с преносим компютър (PC- модел: HP 6730 s). Всеки един от датчиците има собствена измерителна координатна система. Съответно за датчик 1 имаме осите X_1 , Y_2 и Z_3 ; за датчик 2 осите – X_4 , Y_5 и Z_6 ; за датчик 3 осите – X_7 , Y_8 и Z_9 ; и за датчик 4 осите – X_{10} , Y_{11} и Z_{12} както е видно от *фигура 4.5*.



Фиг. 4.5. Схема на разположение на датчиците върху пода на втори етаж на четириетажна руднична клетка

Измерени са вибрациите, спектралната плътност, виброскоростта, вибропреместването, ударните натоварния и доминиращите честоти на клетката в надлъжна и напречна равнина при движение на подемния съд надолу и нагоре в шахтата. Данните на два от датчиците, а именно датчик 1 и дачтик 4 са разгледани в тази глава. (Резултатите от датчици 2 и 3 *са дадени в Приложение 7*)

4.2. Изследване на вибрационното състояние при движение надолу на руднична подемна клетка.

4.2.1. Резултати от изследването на вибрациите и спектралната плътност.



Фиг. 4.7. Извадка на виброграмата за датчик 1 и ос У2



Фиг. 4.8. Функция на спектралната плътност за датчик 1 и ос У2

. На *фигура* 4.7 е дадена извадка от виброграмата на напречното ускорение при движение клетковия подемен съд надолу при датчик 1 за ос Y_2 . Отбелязани са специфични точки, на които отговарят пикове на виброускорението. Такива са точките: т.1,т.2, т.3 и т.4, при които имаме съответно – 5 m/s², - 4,5 m/s²; 11 m/s² и 19 m/s²;

Функцията на спектралната плътност на трептенията при движение на клетковия подемен съд надолу при датчик 1 за ос Y_2 е показана на *фигура 4.8*. Наблюдават се нискочестотни колебания в диапазона 0-120 Hz, които са с максимална сила 0,05 m/s².

4.2.2. Резултати от изследването на виброскоростта, вибропреместването, ударните натоварвания и доминиращите честоти при движение надолу на руднична подемна клетка.



Фиг. 4.18. Виброскорост при датчик 1 и ос Х1

На фигура 4.18 виброскоростта е измерена в надлъжно направление при дачтик 1 и ос X_I . Очевидни са три ярко изразени пика в точките 1,2 и 3 със стойности съответно : + 0,045 *m/s*, -0,065 *m/s* и – 0,035 *m/s*. Периода на разглежданите стойности е между 40 и 42 sec. За ос Y_2 и датчик 1 виброскоростта има три силно отличаващи се стойности, а именно в т.1: + 0,045 *m/s*, в т.2: - 0,015 *m/s* и в т.3: + 0,045 *m/s* (*фиг.4.19*). За датчик 4 и ос X_{I0} имаме диаграма на скоростта на *фигура* 4.20 с максимални стойности както следва: в т. 1: - 0,055m/s и в т. 2: + 0,09m/s и в т.3: - 0,037m/s. За датчик 4 и ос Y_{II} (*фиг.4.21*) виброскоростта има най-голями стойности при точките 1, 2 и 3 както е показано: +0,075 *m/s*, - 0,017 *m/s* и – 0,022 *m/s*.

4.3. Изследване на вибрационното състояние при движение нагоре на руднична подемна клетка.

4.3.1. Резултати от изследването на вибрациите и спектралната плътност.

От извадката на виброускорението дадена на *фиг.4.42*. в периода на движение от 40-42 секунда се вижда, че основния хармоник е с амплитуда $\pm 2 \text{ m/s}^2$. Пиковете на ускорението са отбелязани със специфични точки, а именно в т. 1: 7,8 m/s²; в т.2 : 6,4

 m/s^2 ; в т. 3: - 6 m/s^2 ; в т. 4: 4,6 m/s^2 и в точка 5: 5 m/s^2 . Тези стойности показват случайният им характер.



Фиг. 4.42. Извадка на виброграмата за датчик 1 и ос Х1



Фиг. 4.43. Функция на спектралната плътност за датчик 1 и ос Х1

От разпънатата му графика ($\phi uz.4.45$) е видно, че основната големина на ускорението е в границите $\pm 2 \text{ m/s}^2$, колебаещо се между точките 3 и 6. Максимална стойност достига в точка 1: 3 m/s², а в точките 2 и 5: - 2,5 m/s².

За датчик 4 и ос X_{I0} имаме ускорение, което варира в границите $\pm 4 \text{ m/s}^2$ (фиг.4.47 и фиг 4.48). Максималните данни са получени в т 2: - 9 m/s^2 и в точка 1: 7 m/s^2 .

Виброускорението за ос Y_{11} (*фиг.4.50 и фиг.5.51*) е с явно изразени периодични сигнали с основна амплитуда $\pm 2,5m/s^2$.



Фиг. 4.45. Извадка на виброграмата за датчик 1 и ос \mathbf{Y}_2



Фиг. 4.46. Функция на спектралната плътност за датчик 1 и ос У2



Фиг. 4.48. Извадка на виброграмата за датчик 4 и ос X_{10}



Фиг. 4.49. Функция на спектралната плътност за датчик 4 и ос X₁₀

Функцията на спектралната плътност на трептенията при движение клетковия подемен съд нагоре при датчик 1 за ос X_I е показана на *фигура 4.43*. Наблюдават се нискочестотни колебания в диапазона 0-120 Hz, които са с максимална сила 0,1 m/s², а средните им стойности са около 0,05 m/s².

На *фигура* 4.46 е изобразена функция на спектралната плътност на трептенията при движение на клетковия подемен съд нагоре при датчик 1 за ос Y_2 . Максималната стойност на амплитудата достига 0,055 m/s^2 . Като се забелязват пикове при 40 H_z и при 80 H_z – с големина от 0,035 m/s^2 .

На *фигура* 4.49 е показана функция на спектралната плътност на трептенията при движение на клетковия подемен съд нагоре при датчик 4 за ос X_{10} . Максималните амплитудни стойности достигат 0,15 m/s^2 при точки 1и 2.

Функция на спектралната плътност на трептенията при движение на клетковия подемен съд нагоре при датчик 4 за ос Y_{11} на *фигура 4.52* ни показва максимална амплитуда 0,05 m/s^2 при т.1. При честоти около 40 Hz и 80 Hz се наблюдават максимални стойности съответно 0,04 m/s^2 и 0,05 m/s^2 , което е доказателство за общия произход на тези колебания показани на *фигура 4.46* за същото направление, но за датчик 1.

4.3.2. Резултати от изследването на виброскоростта, вибропреместването, ударните натоварвания и доминиращите честоти при движение нагоре на руднична подемна клетка.



Фиг. 4.53. Виброскорост при датчик 1 и ос Х₁

На фигура 4.53 е показана извадка на диаграмата на виброскоростта за сензор 1 по ос X_I показаният период на отчитане е от 40 до 42 секунда. забелязват се три силно изразени пика в т.1 : 0,1 *m/s*; в т. 4: - 0, 21 m/s; в т.2 : - 0,125 *m/s*. Тези максимални стойности отговарят по време на тези на виброускорението показани на *фиг.4.42*, т.е. около 40-та и около 42 секунда. В точка 3 графиката преминава през нулево положение на оста за скоростта. На *фигура 4.54* е изобразена диаграма на вибропреместването за ос X_I . характерни точки са т.1: 2 mm; точка 2: 6 *mm*; точка 3: - 5 mm и точка 4: - 16 mm. максималното отклонение за датчик 1 е 16 *mm*, което отклонение може да се счита за нормално. На *фигура 4.55* е показана обединената графика за виброускорението, вибропреместването и виброскоростта.



Фиг. 4.54. Вибропреместване за датчик 1 и ос Х1



Фиг.4.73. Надлъжен разрез на рудник "Бабино", Мини "Бобов дол"

Резултатите от доминиращите честоти са показани на фигура 4.74 и фиг. 4.75 съответно за ос X_1 и Y_2 . На фигура 4.74 са видни пикове на ускорението в точка 1: 0,034 m/s^{2} ; в т.2 - 0,035 m/s^{2} ; в т.3 - 0,029 m/s^{2} ; в т.4 - 0,028 m/s^{2} . За ос Y_{2} имаме характерни пикове в следните точки както следва: т.1 – 0,022 m/s^2 ; т. 2 – 0,021 m/s^2 ; т. 3 и т.4 – 0,019 m/s^2 . Така получените големини на доминиращите честоти за ос X_1 и Y_2 ни позволяват да заключим, че надлъжните домиращи честоти имат по-голями стойности от напречните такива. Графичното представяне на ударите за ос X₁ се разглежда на фигури. 4.65 и 4.66. На фигура 4.66 са видни максимални стойности на ударите в т.1 и т.4: + 13 m/s²; т.2: - 17 m/s²; т.3: - 18 m/s²; т.5: -11 m/s². На *фигура*. 4.66 графиката е във времевата област 43-56 секунда. Тук много ясно се очертава противопложната посока на ударите в рамиките на една секунда. В 46 и 46,5 секунди имаме в т.1: $+ 10 \text{ m/s}^2$ и в т.2: - 9 m/s². Друг характерен участък е между 51 и 51, 5 секунди. Там се забелязват удари в т. 3: + 7 m/s² и в т.4: - 7 m/s². Напречните доминиращи честоти за ос X_{10} са дадени на фигура 4.76. Максималната стойност е получена в т.2 и в т.3 с големина 0,05 m/s^2 ; В точка 1 големината на ускорението е 0,043 m/s^2 , а в точка 4 имаме 0,044 m/s^2 . Напречните доминиращи честоти за ос У11 (фигура 4.77) имат максимални стойности в точките 1, 2, 3 и 4 в рамките 0,02 – 0,022 m/s^{2.}. В точка 5 се регистрира стойност 0,029 m/s², която обаче излиза от характерните стойности и трябва да се счита, че е със случаен характер. Ударните натоварвания за ос Y_2 са представени на фигури 4.67 и 4.68. Разпънатата извадка (фигура 4.68) между 43 и 56 секунда очертава два срещуположни пикове съответно в т.1:+10 *m/s*²; и в т.2: - 9 *m/s*² и пиковете в т.3: + 8 m/s² и в т.4: - 7

 m/s^2 . *Фигурите* 4.69 и 4.71 показват ударните натоварвания за ос X_{10} и Y_{11} . На извадките изобразени на *фиг.4.70 и фиг.* 4.72 се забелязават двойка ударни натоварвания означени с т. 1 и т. 2 и другата двойка т. 3 и т. 4.

4.4. Изводи.

1. Направени са промишлени експериментални изследвания на руднична подемна клетка с ролкови направляващи устройства с цел определяне на вибрационното състояние в реални работни условия.

1.1. Границите, в които варира виброускорението за движение надолу(фиг. 4.6, 4.9, 4.12 и 4.15) $e \pm 5m/s^2$. При 82-та секунда от движението на клетката се виждат пикове с големина $\pm 16m/s^2$. Те са резултат най-вероятно от несъосност между водачите в тази част от шахтата.

1.2. От извадката на виброускорението(за движение нагоре) дадена на фиг.4.42. в периода на движение от 40-42 секунда се вижда, че основния хармоник е с амплитуда $\pm 2 \text{ m/s}^2$. За ос \mathbf{Y}_2 осцилограмата на вибоускорението е дадена на фиг.4.44. От разпънатата му графика (фиг.4.45) е видно, че основната големина на ускорението е в границите $\pm 2 \text{ m/s}^2$, колебаещо се между точките 3 и 6. Максимална стойност достига в точка 1: 3 m/s², а в точките 2 и 5: - 2,5 m/s². За датчик 4 и ос \mathbf{X}_{10} имаме ускорение , което варира в границите $\pm 4 \text{ m/s}^2$ (фиг.4.47 и фиг 4.48). Максималните данни са получени в т 2: - 9 m/s² и в точка 1: 7m/s². Виброускорението за ос \mathbf{Y}_{11} (фиг.4.50 и фиг.5.51) е с явно изразени периодични сигнали с основна амплитуда $\pm 2,5m/s^2$.

2. Експериментално са установени виброскоростите и вибропреместването в напречно и надлъжно направление на руднична подемна клетка.

2.1. От обединените графики на вибропреместването, виброскоростта и виброускорението(при движение надолу и при движение нагоре) за оси X_1, Y_2, X_{10} и Y_{11} илюстрирани на фигурите 4.25, 4.26, 4.27, 4.28. и фигурите 4.55, 4.58, 4.61, 4.64., най-ясно се очертава почти синосуидалния характер на виброускорението и виброскоростта. При вибропреместването също се наблюдават синосуидални елементи в графиките, но с много по-слабо изразени параметри. Това се обяснява с еластичните елементи от направяващите устройства, т.е. пружини и гумени бандажи. Те определено въздействат върху кинематичната верига " подемен съд – армировка", като погасяват по-голяма част от протичащите ударни и вибрационни процеси в системата.

3. Експериментално са установени ударните натоварвания в напречно и надлъжно направление на руднична подемна клетка.

4. Експериментално са установени домиращите честоти на руднична подемна клетка в напречно и надлъжно направление.

5. Изследванията на шахта "Бабино" показват, че е необходимо да се извършват периодично измервания за определяне зоните на опасните трептения на подемния съд при движение по водачите.

6. Изследванията дават основание да се счита, че при сегашното състояние на системата "армировка-клетка" в рудник "Бабино" не са изключени резонансни явления при по-голями скорости.

7. Съществува необходимост при проектирането на подемни уредби (с дълбочина на шахтата над 500m) с голями скорости (над 12-15m/s) да се вземат предвид възникващите резонансни явления в системата армировка-подемен съд, като мярка за установяване на тези явления е определянето на вибрационното състояние на подемната уредба.

ГЛАВА V. КОМПЮТЪРНО МОДЕЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА РОЛКОВИ НАПРАВЛЯВАЩИ УСТРОЙСТВА ЧРЕЗ МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ.

5.1. Общи положения на метода на крайните елементи.

Методът на крайните елементи намира широко приложение при съставянето на изчислителни модели за изследване на големи линейни и нелинейни материални системи подложени на статични и динамични въздействия. Чрез него сме в състояние да съставим, анализираме и тълкуваме сложни, както в геометрично, така и в материално отношение модели на системи съставени от множество крайни елементи. И така базисната идея се състои в представяне на сложната в геометрично отношение изследвана система като ансамбъл от подсистеми, или аналогично казано сложната геометрична област се разделя на краен брой подобласти, наречени крайни елементи.

5.1.1. Изследване на двуролково направляващо устройство с метода на крайните елементи (МКЕ).

Първият етап от провеждане на изследването е създаване на 3D CAD модел. Случаят се отнася до показаното на *фигура 5.3*. двуролково направляващо устройство, което представлява тридименсионен модел изграден в софтуерната среда на *AutoDesk Inventor*.

Замрежването (дискретизацията) на модела е една от най-важните стъпки от изследването, което е показно на *фигура 5.2*. Основата на ролковия блок е зададена да бъде неподвижна чрез опцията "*Fixed Constraint* ", това е необходимо за изследването, тъй като за статичния анализ трябва област с нулеви премествания. Върху самите ролки с опцията "*Force*" са показани силите, които действат на ролките.т.е. F=10000 [N] [45]. Осите на ролките са ограничени в аксиално и радиално направление, а са свободни в тангенциално посредством функцията *" Pin Constraint* " прилагана за цилиндрични повърхности.



Фиг.5.4. Дискретизация на 3D модела на ролково направляващо устройство и неговото "замрежване"

На фигура 5.5 е показано разпределението на еквивалентните напрежения по von Mises. за голямите пружини (nos. 4- фиг.5.1). Както се вижда напреженията варират в границите от 325-850,5 MPa. Стойността 850,5 MPa е максимална за цялата конструкция на ролковия блок. Пружините (както голямите, така и малките) се явяват амортизиращите елементи в системата пружина-рамо-направляваща ролка и е очаквано в тях да се получат най-голямите напрежения. На фигура 5.6 е показано разпределението на еквивалентните напрежения в малките пружини (nos.-6, фиг.5.1). Получените стойности са в диапазона -11,1- 353 MPa. Тези резултати показват, че малките пружини понасят много по-малък товар отколкото голямите. На фигура 5.7 е изобразено разпределението на напреженията по von Mises за осите (nos. 9, фиг.5.1) и гумените бандажи (nos.2, фиг.5.3). Получените за тях стойности са съответно 5,5-7,1

MPa и 0,2MPa. Така получените стойности доказват липсата на голями натоварвания на тези елементи.



Фиг.5.5. Разпределение на еквивалентните напрежения в голямите пружини



Фиг.5.6. Разпределение на еквивалентните напрежения в малките пружини

5.1.2. Изследване на триролково направляващо устойство с метода на крайните елементи(МКЕ).

На фигура 5.16 е показано разпределението на еквивалентните напрежения по von Mises. Ще бъдат разгледани най-натоварените части от конструкцията. За отделните елементи от ролковия блок напреженията варират в следните граници 0-216,5 MPa. За оста на шарнирната опора-позиция 7 (фигура 5.11) напреженията по von Mises се получават в границите 72,8-82,4 MPa (фигура 5.16). За пружините, които се явяват амортизиращите елементи в конструкцията напреженията по von Mises достигат 125,1 MPa.



Фиг. 5.16. Разпределение на еквивалентните напрежения

За да се изясни картината на напреженията трябва да се разгледа и разпределението на фактора на сигурност (FOS) даден на *фигура 5.18*. Коефициента на сигурност (*Factor of safety/FOS*) представлява отношението на границата на еластичност на дадения материал към получените еквивалентни напрежения, предизвикани от натоварването.



Фиг.5.17. Разпределение на максималното еквивалентно напрежение

FOS за оста на шарнирната опора има стойност 3,28 единици, а за оста на направляващата ролка 4,36. Както се вижда от *фигура 5.18* пружината има фактор на сигурност 2,4 единици. Така получените резултати са очаквани и се намират в допустими граници т.е. FOS>1.

На *фигура*. 5.17 е показано разпределението на максималните напрежения по von Mises. Максималната стойност на напреженията $\sigma_{von Max}=216,5$ Ра е локализирана в болтовите съединения между главината (*поз. 3 – фигура 5.11.*) и вътрешната капачка (*поз. 2 – фигура 5.11*).

5.2. Компютърен модален (честотен) анализ на ролкови направляващи устройство за руднични подемни съдове чрез метода на крайните елементи (МКЕ).

5.2.1 .Основни положения при модалния (честотния) анализ.

Диференциалните уравнения за движение при свободни незатихващи трептения на система с голям брой степени на свобода в матрична форма имат вида:

$$[m]{\ddot{u}} + [k]{u} = 0, \qquad , \tag{V.1}$$

където матриците [m] и [k] са квадратни матрици, симетрични по отношение на главния диагонал с размерност равна на броя на избраните степени на свобода на системата например n, които се наричат съответна матрица на масите и матрица на коравината на системата. Векторите $\{\ddot{u}\}$ и $\{u\}$ се наричат съответно вектор на възлови ускорения и вектор на възловите премествания на системата. Стойността на дясната страна на горното равенство показва, че векторът на външното въздействие е нулев. Това означава, че е на лице задача за намиране на собствените честоти и собствените вектори на трептене, тоест анализ на собствените трептения на системата.

$$n = \frac{V}{2.\pi.R}$$

V,[m/s]	2	4	6	8	10
R,[m]	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16
n,[Hz]	1,99	3,98	5,97	7,96	9,95

V,[m/s]	2	4	6	8	10
R,[m]	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125
n,[Hz]	2,54	5,09	7,64	10,19	12,73

Таблица 5.2 Получени честоти на въртене на ролките при триролково направляващо устройство

5.2.2. Резултати от компютърния модален(честотен) анализ на двуролково направляващо устройство.



Фиг. 5.19. Първа собствена форма на двуролковия модел при 63,90 [Hz]



Фиг.5.20. Втора собствена форма на двуролковия модел при 66,13[Hz]

Резултатите от компютърния модален(честотен) анализ проведен в софтуерната среда на продукта "Autodesk Inventor" на двуролково направляшащо устройство са изобразени на следните фигури: фиг. 5.19, фиг. 5.20, фиг 5.21, фиг. 5.22, фиг. 5.23 и фиг. 5.24. За целта на изследването е използван вече създадения 3-D компютърен модел разгледан в симулационното изследване (виж Глава 5, т. 5.1.1).

Анализът на получените резултатите показва, че стойностите на собствените честоти са както следва: за Първа собствена форма имаме 63,90 Hz, за Втора собствена форма – 66,13Hz, за Трета собствена форма – 106,16 Hz, за Четвърта собствена форма – 119,60 Hz, за Пета собствена форма – 119,79 Hz и за Шеста собствена форма - 123,17 Hz. Получените резултати от аналитичното изследване(*Таблица 1*) за честотата на въртена на ролките са в границите 1,99-9,95 Hz. Видно е, че диапазона на собствените честоти на ролковия блок е в порядъци по голям от честота на въртене на ролките, което показва, че конструкцията е предпазена от нежеланите резонансни режими.

Резултатите от компютърния модален(честотен) анализ проведен в софтуерната среда на продукта "Autodesk Inventor" на двуролково направляшащо устройство са изобразени на следните фигури: фиг.5.19, фиг. 5.20, фиг 5.21, фиг. 5.22, фиг. 5.23 и фиг. 5.24. За целта на изследването е използван вече създадения 3-D компютърен модел разгледан в симулационното изследване (виж Глава 5, т. 5.1.1).

5.2.3. Резултати от компютърния модален(честотен) анализ на триролково направляващо устройство.



Фиг. 5.25. Първа собствена форма на триролковия модел при 73, 03 [Hz]

На фигура 5.25 е предствена 1- та хармонична честота на огъване на системата "пружина-рамо-ролка", която представлява първа честота на огъване на ролката $f_1 = 73,03$ [Hz]. На фигура 5.26 е представена 2- хармонична честота на цялата система "пружина-рамо-ролка", която представлява втора честота на огъване на ролката $f_2 = 77,17$ [Hz]. Получената трета хармонична честота на системата "пружина-рамо-ролка" $f_3 = 92,15$ [Hz] е изобразена на фигура 5.27 и представлява първа честота на огъване на пружината.

Имайки предвид изчислените по-горе честоти на въртене на ролката от триролковото направляващо устройство както е показано в *таблица* 5.2: $n_1 = 2,54[Hz]$, $n_2 = 5,09[Hz]$, $n_3 = 7,64[Hz]$, $n_4 = 10,19[Hz]$, $u n_5 = 12,73[Hz]$, може да се установи, че няма застрашени от опасност от резонанс на елементи по отношение на системата " пружина-рамо-ролка " от конструкцията на триролковия направляващ апарат, вследствие на трептения предавани от движението на подемния съд по водачите. Следователно установените по-горе собствени честоти са от значение при появата на

други външни принудени механични трептения с честоти близки или равни на собствените.

5.3. ИЗВОДИ.

В резултат на изпълнения модален(честотен) анализ могат да се направят следните изводи:

1. Разработена е компютърна методика за 3D изследване на двуролково и триролков направляващо устройство с помоща на софтуерен CAD продукт по Метода на крайните елементи и е направен модален(честотен) анализ на собствените честоти на конструкцията.

2. Анализът на получените резултати за двуролковото устройство показва, че стойностите на собствените честоти са както следва за Първа собствена форма имаме 63,90 Hz, за Втора собствена форма – 66,13 Hz, за Трета собствена форма – 106,16 Hz, за Четвърта собствена форма – 119,60 Hz, за Пета собствена форма – 119,79 Hz и за Шеста собствена форма - 123,17 Hz. Получените резултати за честотата на въртене на ролките са в границите 1,99-9,95 Hz.

3. Анализът на получените резултати за триролковото устройство показва, че стойностите на собствените честоти са както следва: за Първа собствена форма имаме 73,03 Hz, за Втора собствена форма – 77,17 Hz, за Трета собствена форма – 92,15 Hz, за Четвърта собствена форма – 92,18 Hz, за Пета собствена форма – 95,62 Hz и за Шеста собствена форма – 105,35 Hz. Получените резултати за честотата на въртене на ролките са в границите 2,54-12,73 Hz.

Видно е, че диапазона на собствените честоти на ролковите блокове е в порядъци по голям от честота на въртене на ролките, което показва, че конструкциите са предпазени от нежеланите резонансни режими.

VI. ПРИНОСИ И ПУБЛИКАЦИИ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД.

6.1. ПРИНОСИ.

НАУЧНО- ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ.

1. Разработена е методика за механо-математично моделиране на ударното натоварване на водачите в следствие от неточност при тяхното съединяване при работа с ролкови направляващи устройства на клеткова подемна уредба.

2. Разработена е аналитична методика за изчисляване на гумени бандажи от ролково направляващо устройство при натоварване от коаксиално усукване.

3. Разработена е аналитична методика за изчисляване на гумени бандажи от ролково направляващо устройство при осово натоварване.

4. Разработена е аналитична методика за изчисляване на гумени бандажи от ролково направляващо устройство при радиално натоварване..

5. Създадена е оригинална компютърна методика за 3D изследване на двуролково направляващо устройство с помощта на софтуерен CAD продукт по Метода на крайните елементи и е направен модален(честотен) анализ на собствените честоти на конструкцията.

6. Създадена е оригинална компютърна методика за 3D изследване на триролково направляващо устройство с помощта на софтуерен CAD продукт по Метода на крайните елементи и е направен модален(честотен) анализ на собствените честоти на конструкцията.

ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ.

1. Разработена е методика за експериментално изследване на вибрационното поведение на руднична подемна клетка с ролкови направляващи устройства.

2. Чрез промишлени експериментални изследвания на руднична подемна клетка с ролкови направляващи устройства са получени конкретни стойности на вибрационното й състояние в реални работни условия.

3. Създадени са три размерни пространствени компютърни модели на триролкови и двуролкови направляващи устройства, посредством които могат да се реализират компютърни симулационни изследвания.

41

6.2.ПУБЛИКАЦИИ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД.

1. Илиев Ж., Ролкови направляващи устройства на подемни съдове за руднични подемни уредби (част първа). Proceedings of the XII^{-th} National conference with international participation of the open and underwater mining of minerals,26-30,June,2013,Varna.

2. Илиев Ж., Ролкови направляващи устройства на подемни съдове за руднични подемни уредби (част втора). Proceedings of the XII^{-th} National conference with international participation of the open and underwater mining of minerals,26-30,June,2013,Varna.

3. Илиев Ж., Иванов Н.. Анализ на вибрационното състояние на клетков подемен съд за руднична подемна уредба в условията на рудник "Бабино", мини "Бобов дол", International Conference Enjineering, Tehcnologies and System, TECHSYS, , Tehnical University of Plovdiv ,2013.

4. Илиев Ж., Иванов Н., Сравнително изследване на вибрациите на клетков подемен съд за руднична подемна уредба. 21^{-st} International Scientific Conference Transport 2013, Todor Kableshkov University of Transport, 2013, Varna

5. Илиев Ж., Компютърно моделиране по метода на крайните елементи на двуролково направляващо устройство на подемни съдове за руднична клеткова уредба, Трета национална научно-техническа конференция с международно участие "Технологии и практики при подземен добив и минно строителство", Девин 2012г.

6. Илиев Ж., Иванов Н., Цветков Кр. Компютърен модален анализ на двуролково направляващо устройство за руднични подемни съдове .Сп. "Геология и минерални ресурси" бр.6, 2013г.

7. Iliev Zh. Ivanov N., Study of the vibration state during the downward movement of a winding vessel with roll devices "Геология и минерални ресурси"бр.1-2, 2014г.

8. Илиев Ж. Възможности за използването на метода на крайните елементи (мке) при компютърно изследване на триролково направляващо устройство за руднична скипова подемна уредба. XII МЕЖДУНАРОДНА НАУЧНА КОНФЕРЕНЦИЯ Висше Строително Училище "Любен Каравелов" 2012г.

9. Илиев Ж., Цветков Кр., Димитров Ю., Переновски Н.,Изследване на вибрационното състояние при движение нагоре на клетков подемен съд в условията на рудник "Бабино", мини "Бобов дол" INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE, Tehnical University of Gabrovo, 2013.

10. Илиев Ж. Харизанов М. Изследване ударното натоварване на водачите в следствие от неточност при тяхното съединяване при взаимодействието с ролкови направляващи устройства на клеткова подемна уредба. Четвърта национална научно-техническа конференция с международно участие "Технологии и практики при подземен добив и минно строителство", Девин 2014г.