

## ОТНОСНО РАЗПРЕДЕЛЕНИЕТО НА МОЩНОСТИТЕ МЕЖДУ ЗАДВИЖВАЩИТЕ БАРАБАНИ ПРИ ДВУБАРАБАННИТЕ ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

**Цветан Дамянов**

МГУ "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: zld47@mgu.bg

**РЕЗЮМЕ.** Извършен е теоретичен анализ на процеса на формиране на теглителна сила между задвижващите барабани и лентовото платно при двубарабанните задвижващи системи. Изследвани са и функционалните зависимости на активните ъгли на триене на двата барабана при изменение на товара и на инсталираната мощност на двигателите на базата на експериментални данни за транспортъори от рудниците на Мина "Марица Изток"

### CONSERNING POWER DISTRIBUTION BETWEEN DRIVING DRUMS IN TWO-DRUM DRIVED BELT CONVEYOR

**Tsvetan Damyanov**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700, Sofia, E-mail: zld47@mgu.bg

**ABSTRACT.** This research is based on theoretical analysis of drag force formation process between driving drums and belt in two-drum leading systems. Based on experimental test data from "Maritza Iztok" mines here is analyzed functional dependencies of the active friction angles on the both of the driving drums from variable driving power.

### Относно разпределението на мощностите между задвижващите барабани при двубарабанните лентови транспортъори

#### 1. Увод

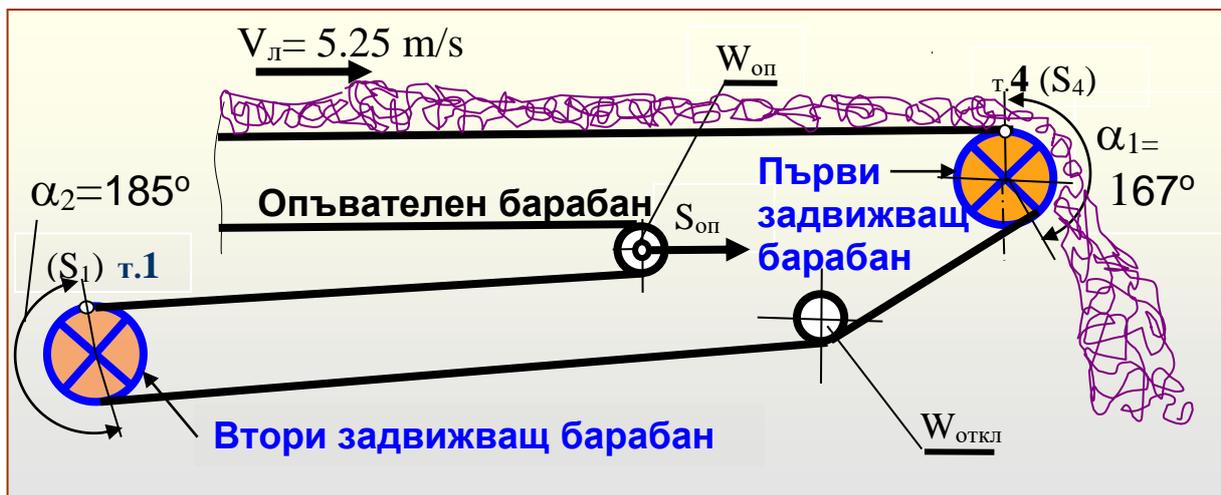
Съвременните гумено-лентови транспортни системи, които се използват в минно-добивната промишленост са едни от хай-мощните и високопроизводителни машини за непрекъснат транспорт на насипни материали. Както в световната практика, така и у нас, съчетаването на тези транспортни системи с добивни машини с непрекъснато действие каквито за открития въгледобив са многокоовите багери, представлява доказано, изключително значимо и много перспективно техническо решение. Това може да се наблюдава в технологичните процеси на най-големите минни предприятия за открит въгледобив в световната практика, където се използват гумено-лентови транспортни системи с производителност до 1800 м<sup>3</sup>/час при работна скорост до 7,5 м/сек и ширина на лентата до 3000 мм.

#### 2. Състояние на проблема

В условията на "Мини Марица -изток" ЕАД се експлоатират успешно ГЛ системи, както за транспорт на въглища, така и на минна маса от откривката. В някои от рудниците, като "Трояново 3", това е единствения вид рудничен транспорт. Развитието на минните работи изисква периодична промяна на трасетата, а много често и

на производителността на транспортните системи. Освен това съществува и постоянна тенденция за подобряване на икономическата ефективност на процесите, което се изразява в търсене на такива технически решения при експлоатацията и реконструкцията на съществуващите ГЛ системи, които ще подобрят техните енергоразход, експлоатационна сигурност и срок на експлоатация. В тази връзка, когато се налага промяна на мощността при изменение на трасето на транспортъора, за конструкциите с двубарабанно формиране на теглителната сила на работния орган, от особено значение е оптималното разпределение на инсталираната мощност между задвижващите барабани. За всеки конкретен случай разпределението на инсталираната мощност се отразява върху разпределението на действителната работна тангенциална теглителна сила между задвижващите барабани, на активните ъгли на обхват и на коефициентите на сигурност срещу приплъзване на лентата спрямо барабаните

Въпреки конструктивното разнообразие в условията на "Мини Марица-изток" - ЕАД са разпространени двубарабанни задвижващо-опъвателни станции, които съчетават и двете основни функции – създаване на фрикционна теглителна сила, а също и поддържане на минималната опъваща сила на гумено-лентовия работен орган.



Фиг.1

Кинематичната схема на такава станция е показана на фиг. 1. Както се вижда теглителната сила на лентата има фрикционен характер и е резултат от силите на сцепление между нея и контактната повърхност на двата задвижващи барабани, при последователното контактно взаимодействие на лентата с първи а след това и с втори задвижващ барабан. Големината на контактната площ се определя от ширината на лентата и ъглите на обхват  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  между нея и барабаните. Тези параметри са конструктивни, а посочените стойности отговарят на тези при някои от задвижващите станции в рудник Трояново-3

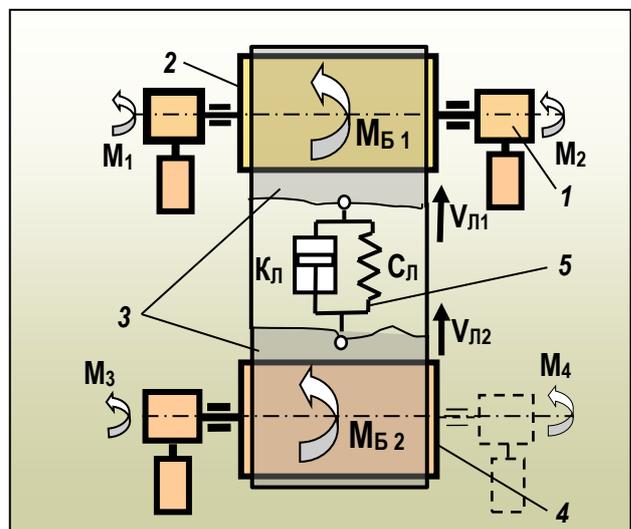
Трябва да се отбележи също, че двигателният въртящ момент за всеки задвижващ барабан се създава от двигател-редукторна група, която може да се монтира двустранно към вала на барабана. При това е възможно всеки от барабаните да работи с 1 или 2 такива задвижващи групи. Ако инсталираната мощност на всяка от групите е еднаква, съществуват два варианта на разпределение на мощността:

- Еднаква инсталирана мощност на двата барабана, разпределена в отношение 1 : 1 и 4 двигателя (2+ 2) или 2 двигателя (1+1)

- Неравномерно разпределение в отношение 2 : 1 и 3 двигателя (2+1), на първи барабан – 2, а на втори - 1 двигател

За рудниците от "Мини Марица изток" ЕАД най-разпространен е случаят на кинематичните схеми с три-двигателни задвижващи станции, но съществуват и ограничен брой такива с четири-двигателно задвижване, като навсякъде се използват асинхронни двигатели с навит ротор и еднаква инсталирана мощност от 560 Квт.

Така описаните схеми на електромеханични агрегати с асинхронни двигатели представляват системи от еластично свързани двубарабанны механизми, като всеки барабан предава чрез силите на триене към лентовия работен орган, тангенциална теглителна сила, която е Ойлерова функция на опъващата сила и на приведените съпротивления при работа на транспортъора.



Фиг.2

От гледна точка на многодвигателното електрозадвижване, това е случаят, при който двигателите работят към общ механичен вал. Такава механична система е показана на фиг. 2р а нейната кинематична схема има следните особености:

- Двигателният въртящ момент на първи барабан (поз 2) се създава при съвместната работа на две еднотипни двигател-редукторни групи;

- За втори барабан (поз 4) този двигателен момент при различните конструктивни решения се създава от една или две такива задвижващи групи;

- Използваните задвижващи групи са еднотипни и с еднакви технически параметри и електро-механични характеристики;

- Двата задвижващи барабана са еластично свързани чрез работния орган (поз 5) и затова може да се приеме, че те също представляват система с общ механичен вал;

- Поради наличието на различна по големина еластична деформация на лента при нейното последователно обхождане на I и II барабан и експоненциалното изменение на опъващата сила в лентата, същата се движи с различна скорост (1 – 2 %) в областите на контакт с отделните барабани. Обикновено барабаните с еднаква конструкция

и еднакви диаметри, и това е причина за малка и пренебрежима разлика в тяхната честота на въртене.

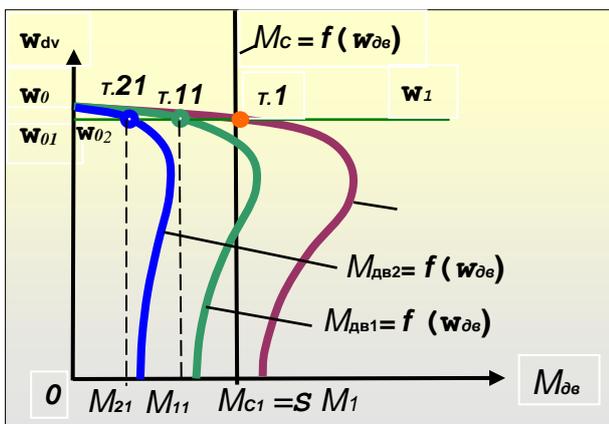
### 3. Формиране и разпределение на тангенциалната теглителна сила при работа с променливо натоварване

#### 3.1 Разпределение на натоварването на двигателите при съвместна работа към общ вал

За разгледаната схема на задвижваща станция с два барабана от особено голямо значение са предпоставките за постоянен фрикционен контакт без приплъзване на лентата спрямо барабаните и изключване на възможността за претоварване на отделните двигатели.

От теорията на многодвигателното електрозадвижване [1] е известно, че при съвместна работа върху общ механичен вал, двигателите разпределят натоварването си в приблизително същото отношение както номиналните въртящи моменти или мощности. За такива системи, при които са използвани еднакви двигатели и може да се приеме, че същите имат еднакви механични характеристики (фиг.3) – работната точка е обща, а двигателните моменти – равни, тъй като честотата на въртене е една и съща. Резултантната механична характеристика на такава задвижваща група може да бъде построена чрез графично сумиране на характеристиките

$$M_{дв1}=f(w_{дв}), \text{ и } M_{дв2}=f(w_{дв})$$



Фиг.3

На фиг. 3 това е функцията  $S M_{дв} = f(w_{дв})$ , която формира теглителната сила на задвижващия барабан, а точката т.1 е нейната пресечна точка с графиката на приведената съпротивителна сила към реперната ос на общия механичен вал. Тази точка представлява работната точка за режима, като нейните координати са честотата на въртене  $w_1$  и сумарния момент  $S M_1$ .

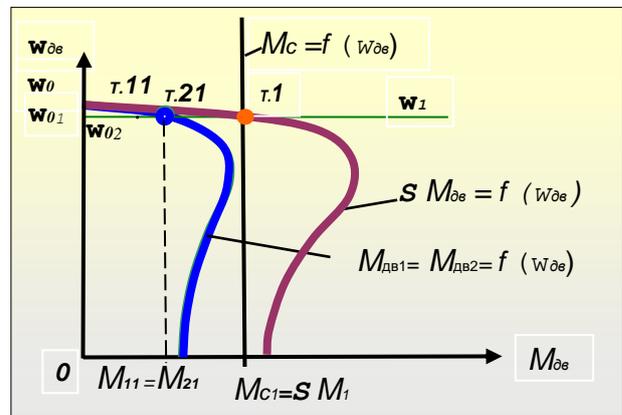
$$S M_1 = M_{c1} = M_{11} + M_{21} \quad (1)$$

За общия случай  $M_{11} \neq M_{21}$ , а  $w_{01} \neq w_0$  и  $w_{02} \neq w_0$  както и  $b_1 \neq b_2$ , където  $b_1, b_2, w_{01}, w_{02}$  и  $w_0$  са модули на твърдост на механичните характеристики и честоти на идеален празен ход на различните двигатели. Следователно условието за пропорционално разпределение на натоварването ( равенство на

моментите ) ще бъде пълното съвпадане на механичните характеристики, т.е.  $b_1 = b_2$  и  $w_{01} = w_{02}$

Когато задвижващите двигатели са асинхронни и с еднаква мощност, както е в разглеждания случай от (фиг.4), скоростите на идеален празен ход  $w_{01}$  и  $w_{02}$  и твърдостите на характеристиките  $b_1$  и  $b_2$  са равни, а механичните характеристики напълно еднакви --

$$M_{дв1} = M_{дв2} = f(w_{дв})$$



Фиг.4

В този случай  $M_{11} = M_{21}$ , а сумарният въртящ момент за работната точка 1 ще бъде:

$$S M_1 = 2 M_{11} \text{ или } S M_1 = 2 M_{21} \quad (2)$$

Разгледаните два примера отговарят напълно на използваните в рудниците на "Мини Марица изток" ЕАД гумено лентови транспортъори с двубарабанно три- и четири двигателно задвижване и еднаква мощност на отделните двигатели (560 квт).

Когато се анализира разпределението на товара между първи и втори задвижващ барабан при такива условия, са в сила същите изводи, но съществува още един фактор, който нарушава в известна степен пропорционалното разпределение на натоварването в съответствие с разпределението на инсталираната мощност за отделните задвижващи барабани. Този фактор е незначителната разлика в периферната скорост на двата барабана, която се дължи на разликата в скоростта на лентата поради по-голямото удължаване при обхождането на първи барабан, където същата е подложена на действието на по-голяма опъваща сила, отколкото при съвместната работа с втори задвижващ барабан.

Тъй като тези относителни стойности за  $\Delta V$  са в границите на 1 до 2 %, този фактор може да се пренебрегне или да се компенсира с корекция на коравината на механичните характеристики на двигателите. Това може да бъде извършено с включване на допълнителни балансни съпротивления в роторните им вериги.

От направения до тук анализ може да се обобщат следното:

1. При работа в стационарен режим (фиг. 3) на станция с еднотипно тривдвигателно задвижване ( I бар. – 2 x 560 квт. и II бар. – 1 x 560 квт.) работната точка т.1 ще бъде

пресечна точка между характеристиката на статичните приведени съпротивления на транспортъора като функция от  $w_{дв}$  и резултантната механична характеристика на двубарабанната механична система .-

$S M_{дв} = f(w_{дв})$  Ординатата на точката  $t.1$  е ъгловата скорост  $w_1$ , която е и скорост на първи барабан, а абсцисата -  $M_{с1} = S M_1$  представлява графичното решение на уравнението на движение за този режим с големина на товара -  $M_{с1}$

За същата честота на въртене  $w_1$  могат да се определят и работните точки на задвижването на първи и втори барабан --  $t.11$  и  $t.21$ , а чрез техните абсциси - големините на предаваните двигателни моменти. --  $M_{11}$  и  $M_{21}$ . За разглежданата тридвигателна задвижваща станция са в сила зависимостите :

$M_{11} = 2 M_{21}$ , т.е при еднакви двигатели - първи барабан ще предава два пъти по-голяма теглителна сила от втори

2. За четири двигателните задвижващи станции ( I бар. -- 2 x 560 квт. и II бар. -- 2 x 560 квт. ) са в сила зависимостите от фиг.4, а задвижващите барабани ще разделят по равно приведените работни съпротивления на транспортъора:

$$S M_1 = M_{с1} = 2 M_{11} \text{ или } S M_1 = M_{с1} = 2 M_{21},$$

тъй като -  $M_{11} = M_{21}$

Разгледаните особености при разпределение на натоварването между задвижващите барабани , както и между двигателите за описаните случаи ще бъдат валидни и при изменение на големината на общия механичен товар на транспортъора.

### 3.2 Влияние на ограничението по сцепление между лентата и барабана върху разпределението на теглителното усилие при двубарабанните задвижващи станции

В теорията на многобарабанното задвижване на ГЛ транспортъори [ 2 ],една от главната задача е рационалното разпределение на общото теглително усилие между задвижващите барабани. За двубарабанното задвижване -- отношението между теглителните сили , създавани от първи и втори задвижващи барабани се дефинира като коефициент на разпределение на теглителната сила ( $K_y$ )

$$K_y = \frac{\ell^{\mu\alpha_2} (\ell^{\mu\alpha_1} - 1)}{(\ell^{\mu\alpha_2} - 1)} ; \quad (3)$$

където:  $\ell^{\mu\alpha_1}$  - тягов фактор на I задв. барабан  
 $\ell^{\mu\alpha_2}$  - тягов фактор на II задв. барабан

Тази формула е получена на базата на Ойлеровата зависимост за определяне на най-големите стойности на теглителните сили, които могат да предават отделните задвижващи барабани за случаите, в които са валидни следните предпоставки:

Двата задвижващи барабана са близко разположени , а съпротивлението при движение на лентата в участъка между тях е малко и може да се пренебрегне.

- Ъгълът  $\alpha$  във формула (3) е активният ъгъл на триене между лентата и повърхността на барабана , които се променя в съответствие с

натоварването в границите от 0 до  $\alpha_0$  , където

$\alpha_0$  - е конструктивния ъгъл на обхват от лентата за отделния барабан ;

Изразът (3) позволява да се установи , че коефициентът на разпределение  $K_y > 1$ , за всички значения на  $\ell^{\mu\alpha}$  както и при равни тягови фактори на I и II барабан --  $\ell^{\mu\alpha_1} = \ell^{\mu\alpha_2}$  . Това означава, че теглителните сили, които могат да създават двата барабана са различни , като първият задвижващ барабан формира по-голямо теглително усилие от втория.

Тези изводи са валидни само ако се отчита предпоставката за еднакъв запас от теглителна сила , пропорционалното изменение на същата при изменение на общото натоварване на транспортъора и едновременното достигане на граничните стойности на силите на сцепление за двата барабана. От тази гледна точка може да се твърди , че коефициентът на разпределение на теглителното усилие на задвижващите барабани -  $K_y$  съгласно формула (3) е рационален когато тяговите фактори на двата барабана са равни, т.е.  $\ell^{\mu\alpha_1} = \ell^{\mu\alpha_2}$  .

За да се анализира изменението на  $K_y$  в зависимост от общото натоварване на транспортъора по литературни данни [3] , ще бъдат разгледани тяговите фактори на двата барабана като функция от сумарния тягов фактор  $\ell^{\mu\alpha_s}$  за няколко стойности на коефициента на разпределение на теглителната сила -  $K_y$ .

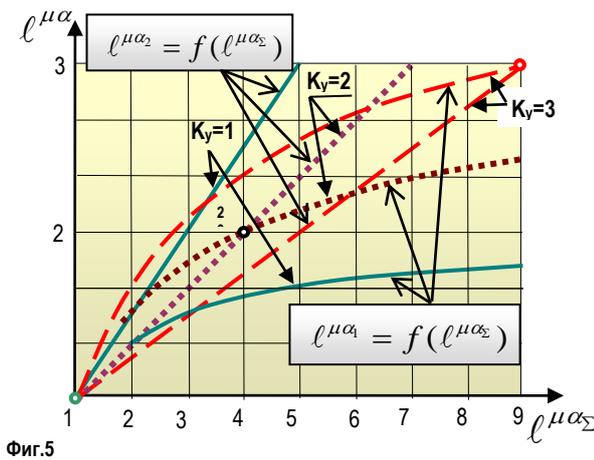
$$\ell^{\mu\alpha_1} = \frac{\ell^{\mu\alpha_s} (K_y + 1)}{K_y + \ell^{\mu\alpha_s}} \quad (4)$$

$$\ell^{\mu\alpha_2} = \frac{K_y + \ell^{\mu\alpha_s}}{K_y + 1} \quad (5)$$

На фиг. 5 са представени графично функциите  $\ell^{\mu\alpha_1} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$  и  $\ell^{\mu\alpha_2} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$  за няколко значения на  $K_y$  - ( $K_y=1$ ,  $K_y=2$  и  $K_y=3$  ) при което функцията  $\ell^{\mu\alpha_1} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$  е от втора степен, а функцията  $\ell^{\mu\alpha_2} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$  - линейна.

Едната от точките на пресичане на всяка от двете криви за еднакви значения на  $K_y$  е в началото на к.с., а другата разделя кривите на две области. За всяка такава точка тяговите фактори на двата барабана са еднакви и може да се твърди ,че това е оптималния работен режим, тъй като при еднакви коефициенти на триене между барабаните и лентата, ако ъглите на обхват са еднакви, те ще се използват пълноценно за създаване на теглителна сила. Съществен недостатък на този работен режим е неговата неустойчивост при изменение на натоварването, коефициента на сцепление и съпротивленията при движение на

транспортъора, което предизвиква изместване на работната точка А, за която  $\ell^{\mu\alpha_1} = \ell^{\mu\alpha_2}$ .



При изменение на натоварването ( $\ell^{\mu\alpha_2} = \text{VAR}$ ), за областта от ляво на точката А, тяговият фактор на I барабан е по-голям, но нарастването му е по-малко от това на II барабан. Може да се каже че, колебанието на общото натоварване предизвиква по-слабо изменение на тяговия фактор на първи барабан, а запасът от теглителна сила или активен ъгъл на триене за II барабан ще се изчерпва по-бързо при нарастване на натоварването. Следователно работната точка на номиналния режим трябва да се избира винаги при даден сумарен тягов фактор чрез коефициента на разпределение на теглителната сила  $K_y$ , така че същата да лежи в ляво от пресечната точка на кривите  $\ell^{\mu\alpha_1}$  и  $\ell^{\mu\alpha_2}$ . Така при еднакви ъгли на обхват, резервът от сцепна сила на втори барабан ще бъде по-голям., което отговаря напълно на по-бързото нарастване на неговата теглителна сила (тягов фактор) и по-бързото изразходване на запасът му от сцепна сила спрямо първи барабан при увеличение на товара на транспортъора.

В областта на дясно от т.А тяговият фактор на втори барабан е по-голям от този на първи -  $\ell^{\mu\alpha_2} > \ell^{\mu\alpha_1}$ , и нараства по-рязко, от което следва, че за да се гарантира сигурна работа на цялата задвижваща система, резервът от сцепна сила в номинален режим трябва да е по-голям отколкото на първи барабан. Това може да се постигне ако ъгълът на обхват на втори барабан е по-голям.

Правилният избор на тяговите фактори на задвижващите барабани е свързан с разпределението на теглителните сили, които те предават чрез коефициента на разпределение  $K_y$  и методиката за пресмятане на такива двубарабани ГЛ транспортъори трябва да отразява тези особености.

### 3.3 Разпределение на теглителната сила и мощността между задвижващите барабани от станцията на транспортъор 3303 в рудник “Трояново 3”- “Мини Марица-изток” – ЕАД

От направения до тук анализ е ясно, че рационално разпределение на теглителната сила, което да осигурява еднакъв коефициент на резерв на сцепна сила и за двата задвижващи барабана може да се постигне само за една неизменна работна точка на задвижването. Освен това се

установява, че първи задвижващ барабан може да предава значително по-голяма теглителна сила, тъй като ограничението по сцепление за него има по-високи стойности, отколкото за втори барабан.

Тези две предпоставки са условие за неравномерно разпределение на инсталираните двигателни мощности на двата барабана. В следващата част от работата ще бъде направена сравнителна оценка между двата варианта на 3 и 4 двигателно задвижване, каквито се използват в лентовите транспортъори от рудниците на “Мини Марица-изток” ЕАД. И в двата случая се използват еднотипни

двигатели с мощност  $P_{дв} = 560$  квт. За задвижваща станция № 3303 от р-к Трояново 3 са извършени

<b>Станция 3303- р-к Трояново 3</b>			
(2 X 560 квт - Бар1 и 1 X 560квт - Бар2)			
(2 X 560 квт - Бар1 и 2 X 560квт - Бар2)			
Параметри			
L	Дължина	m	1260
V	Скорост на движение	m/s	5,24
Qo	Обемна производителност	m <sup>3</sup> /h	3000
ρ	Плътност на материала	t/m <sup>3</sup>	1,28
δ	Ъгъл на наклон	grad	1,730

изчисления с компютърна програма в среда на Excel по алгоритъм за пресмятане на двубарабанно задвижване на ГЛ с 3 или 4 двигателя. Основните параметри на транспортъора са дадени в Таблица 1, а изчисленията са извършени и графично представени за променлива часова производителност (от 500 до 6500 м<sup>3</sup>/ч) и променлива сила на опъвателната система (от 50 до 400 кН)

Таблица 1

На фиг.6 са представени функциите на изменение на активния ъгъл на сцепление ( $\alpha_a$ ) и теглителната сила (W) за различна производителност ( $Q_T$ ) при тридвигателна система (2+1), а на фиг.7 същите функции при четиридвигателна задвижваща система.

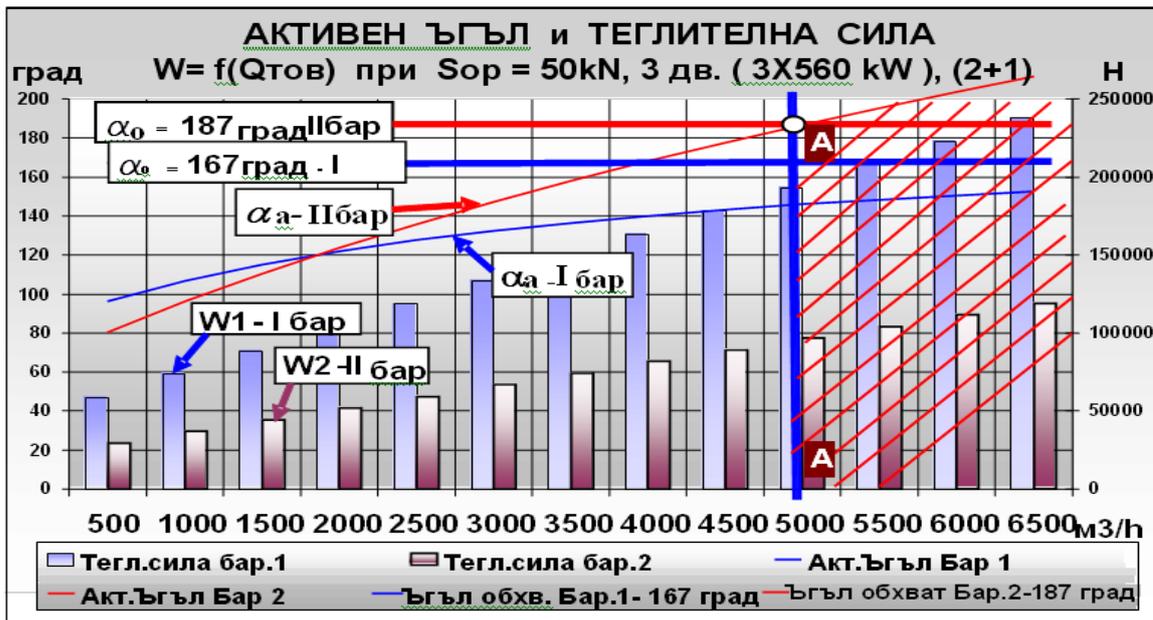
И в двата случая изчислителните стойности са получени за минимална сила на опъвателния барабан  $S_{оп}=50$ кН, като ограничителният критерии и за двата барабана е ъгълът на обхват – за първи барабан  $\alpha_{01}=167^0$  и за втори барабан  $\alpha_{02}=187^0$  Тези стойности не могат да бъдат превишени от активния ъгъл, тъй като ще настъпи приплъзване на лентата спрямо барабана, а тангенциалната теглителна сила ще спадне скокообразно и недопустимо. Ето защо при увеличение на товара на транспортъора  $Q_T$  активните ъгли  $\alpha_a$  на двата барабана ще нарастват и при достигането на съответния ъгъл на обхват за дадения барабан, ще се нарушат условията за формиране на тангенциална теглителна сила не само за този барабан, но и цялата задвижваща станция.

Тази граница на нарастването на активния ъгъл се определя като ограничение по сцепление. Тъй като теглителните сили, които се предават от двата барабана при различна инсталирана мощност, различна опъваща сила на работния орган (лентата) и големина на товара

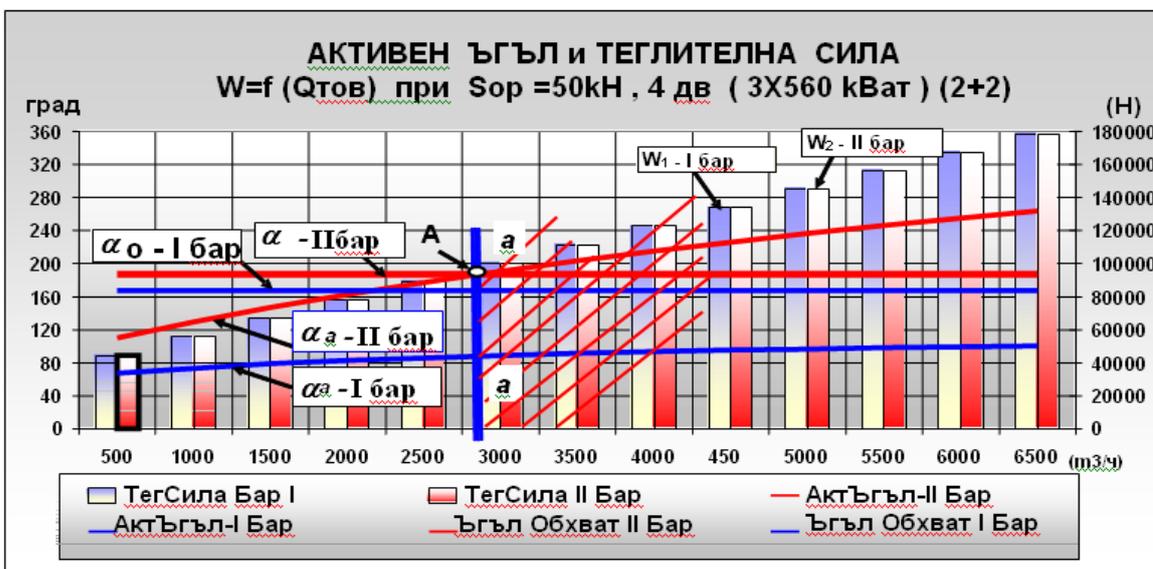
( $Q_T$ ) представляват нелинейни функции с различен наклон, то лимитираща ще бъде тази, която първа достигне граничната стойност  $\alpha_0$ . т.е.  $\alpha_a = \alpha_0$

И за двата случая на разпределение на инсталираната мощност между задвижващите барабани,

това е точката А. Нейната абсциса показва най-голяма производителност на транспортъора при описаните по-горе условия. От сравнителния анализ и оценката на разгледаните варианти на кинематичните схеми с три- и четиридвигателно задвижване, могат да бъдат посочени



Фиг.6



Фиг.7

следните особености на ограничението по сцепление на теглителната сила при двубарабанните задвижващи станции:

– При еднакви или близки по големина ъгли на обхват на барабаните, когато се увеличава товара на транспортъора, нарастването на активния ъгъл на втори барабан става по-бързо спрямо това на първи барабан. Следователно вторият задвижващ барабан губи по-бързо резерва от теглителна сила отколкото първия барабан и при нарушаване на ограничението по сцепление ( $\alpha_{a2} \leq \alpha_{02}$ ), той ще приплъзне спрямо лентата. При такива обстоятелства ще възникнат условия за приплъзване и на първи задвижващ барабан, и загуба на теглителна сила на цялата задвижваща станция.

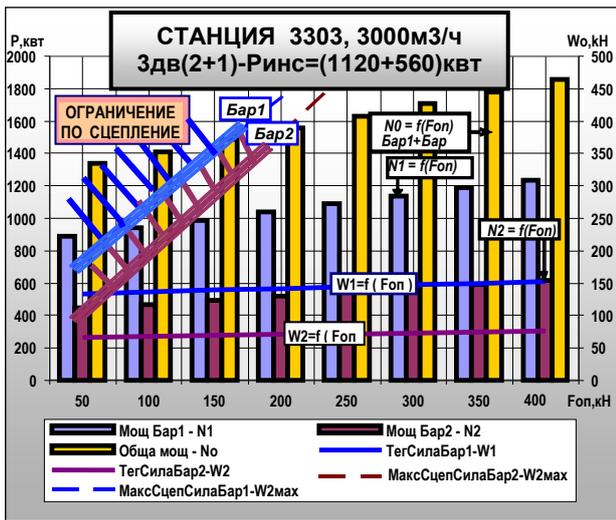
– Активният ъгъл на формиране на теглителна сила ( $\alpha_a$ ) и за двата барабана е нелинейна функция от три аргумента:

$$\alpha_a = f(S_{ИЗЛ}, Q_T, K_y)$$

където:

$S_{ИЗЛ}$  е силата на опъване в излизацията от контакт с барабана, клон на лентата, Н

$Q_T$  - производителност на транспортъора,  $m^3/h$ ;



Фиг.8

$K_y$  - коефициент на разпределение на теглителната сила между барабаните,  $K_y = \frac{W_1}{W_2}$ ,

където:  $W_1$  – телителна сила на първи барабан  
 $W_2$  – телителна сила на втори барабан

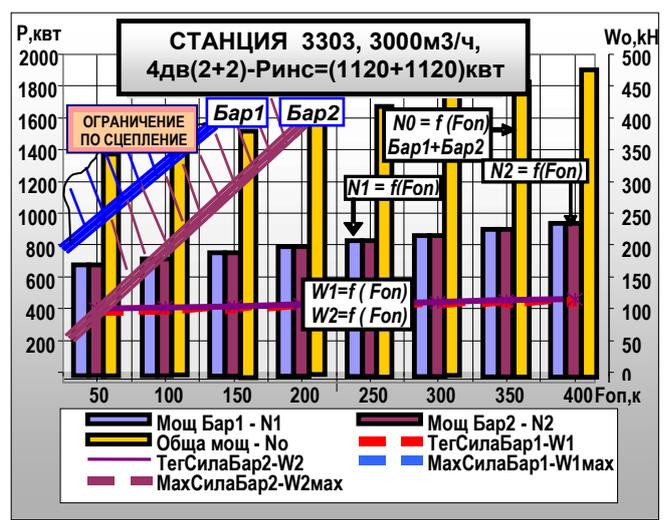
Влиянието на параметрите  $S_{изд}$  и  $Q_T$  в тази функция е еднозначно, като с тяхното нарастване се намалява както стръмността така и стойността на функцията  $\alpha_a = f(S_{изд}, Q_T, K_y)$

Влиянието на коефициента на разпределение на теглителната сила  $K_y$  е различно за двата барабана. При увеличение на  $K_y$ , активният ъгъл  $\alpha_{a1}$  на първи барабан получава по-голяма стойност и нараства с по-голяма стръмност. За втори барабан при същите предпоставки това влияние е противоположно – по-малки стойност и стръмност на функцията  $\alpha_{a2}(K_y)$ .

– Граничната стойност на товара ( $Q_T$ ) според ограничението по сцепление на транспортъора при четиридвигателно задвижване е 1,75 пъти по-малка ( $Q_{T,4}^{max} = 2850 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) от тази при тридвигателно задвижване ( $Q_{T,3}^{max} = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ).

На фиг. 8 и фиг. 9 са представени графично зависимостите на теглителните сили ( $W$ ) и мощностите ( $N$ ) за същите два варианта на задвижваща станция “3303” при постоянен статичен товар  $Q_T = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и променлива сила на опъвателния барабан  $S_{оп} = \text{var} (50 \div 400 \text{ кН})$ . Могат да се установят следните особености:

– С нарастване на опъващата сила на лентата  $S_{оп}$ , големината на теглителната сила ( $W$ ) се увеличава в по-малка степен и по-значително – големината на задвижващата мощност ( $N$ ). Консумираната мощност при  $S_{оп} = 150 \text{ кН}$  е 1500 кВт, а при  $S_{оп} = 250 \text{ кН}$  - 1650 кВт, т.е. загубата на мощност от увеличените съпротивления достига 150 кВт за една станция. Посочените примерни



Фиг.9

граници на изменение на  $S_{оп}$  са взети от експлоатационната практиката.

– Равномерното разпределение на теглителната сила между двата барабана при четиридвигателната система се отразява неблагоприятно върху ограничението по сцепление, което за втори барабан се понижава рязко. При тези условия използването на по-голямата инсталирана мощност е практически невъзможно, поради появата на приплъзване между барабана и лентата.

#### 4. Обобщаващи изводи

1. Теоретично е необосновано увеличаването на инсталираната мощност на втори барабан и изравняването ѝ с тази на първи задвижващ барабан, тъй като това намалява границата на приплъзване на втори барабан и не позволява използването на цялата мощност на задвижващите двигатели.

2. Посочените в литературата (3) формули за определяне на коефициента на разпределение на теглителната сила ( $K_y$ ) трябва да се приемат като валидни гранични стойности, при които активният ъгъл на барабаните съответства на техните конструктивни ъгли на обхват. Полученият коефициент на разпределение ще е валиден само при максимален товар  $a$  за всички други работни точки на задвижването трябва да се пресмята съгласно действителните стойности на теглителните сили на задвижващите барабани (виж т. 3.1)

3. Силата на опъвателната система трябва да се определя прецизно и в съответствие с коефициента на резерв на теглителна сила, тъй като неговото завишаване се отразява неблагоприятно на енерго разхода на системата и намалява експлоатационния срок на транспортната лента.

#### 5. Заключение

Рационалното разпределение на общата теглителна сила при многодвигателните задвижващи станции на гумено-лентовите транспортъори представлява многофакторна оптимизационна задача. Направеният анализ и изводи относно възможностите за подобряване на техническите и

експлоатационни параметри на механичните системи от този вид за условията "Мини Марица-изток" ЕАД чрез оптимален избор и разпределение на инсталираната мощност, както и на подходяща управляваща функция на опъвателната система, показват че могат да се очакват положителни икономически резултати в следните направления:

– Намаляване на относителния енергоразход и подобряване на енергийната ефективност на използваните електрозадвижващи агрегати;

– Повишаване на експлоатационния срок на гумено-лентовите платна;

– Определяне на реалните граници за увеличаване на дължините на съществуващите трасета и производителност на транспортъорите.

*Препоръчана за публикуване от  
Катедра "Механизация на мините", МЕМФ*

## Литература

Цеков, Цв. Ц. Основи на електрозадвижването С., ПБ към МКНП, 1988.

Спиваковский, А.О. и др. Теория ленточных конвейеров, М. Наука., 1982

Шахмейстер, Л.Г. и др. Теория и расчет ленточных конвейеров, М. Машиностроение, 1978

Дьяков, В.А. и др. Ленточные конвейеры в горной промышленности, М., Недра, 1982

Дамянов, Цв.Л. и др. Промислени експериментални изследвания на лентовите транспортни системи (3x560 квт. и широчина В = 1800 мм) в рудниците на "Мини Марица-изток" ЕАД – Договор 1853/2004 при НИС на МГУ, Архив на НИС на МГУ., 2005