

УТОЧНЯВАНЕ НА МЕТОДИКАТА ЗА ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ПЛАСТИНКОВИ ЗАХРАНВАЧИ

Христо Шейретов

Минно-геоложки университет
"Св. Иван Рилски"
София 1700
България

РЕЗЮМЕ

Целта на настоящата статия е да се систематизират и обединят предлаганите формули за изчисляване, да се уточнят стойностите на използваните коефициенти, да се предложат формули за определяне на някои параметри на пластинкови захранвачи и да се направят изчисления на конкретни пластинкови захранвачи с данни взети от различни литературни източници.

Направените изчисления доказват правилността на описаната методика. Получените резултати за мощността на двигателя са близки до стойностите за мощността на монтираните двигатели, въпреки че изчисленията са направени за пластинкови захранвачи произведени от различни фирми.

УВОД

Пластинковите захранвачи (ПЗ) са намерили широко приложение в минно-добивната промишленост за транспортиране на тежки и голямогабаритни материали. Те са предназначени за работа при най-тежки условия за подаване на материал в трощачките от приемните бункери на обогатителните фабрики и на претоварните пунктове в откритите рудници при поточно-циклична технология. Производителността им достига до 6000 t/h, а максималният размер на късовете от транспортирания материал – до 2000 mm (*Das et al., 2000; Maton, 1997*).

ПЗ се изчисляват както пластинковите транспортъори, но трябва да се имат в предвид някои особености. Големият размер на късовете от транспортирания материал е причина за увеличаване на широчината на платното и височината на бортовете. Наличието на неподвижни бортове води до появата на допълнителни съпротивления от триенето на материала по тях. Наличието на приемен бункер е причина за появата на допълнително съпротивление от натиска на материала в него. Тежките условия на експлоатация и големите пускови съпротивления са причина за въвеждането на голям коефициент на резерв от мощност на двигателя.

ЛИТЕРАТУРЕН ОБЗОР

В повечето литературни източници, разглеждащи ПЗ, се дават основните формули за изчисляване (*Бандов, 1973; Васильев, 1991; Деевски и др., 1982; Кузманов, 1989*). В други са посочени основните положения при изчисляването без конкретни формули (*Das et al., 2000; Maton,*

1997). Всяка фирма-производител има собствена методика за изчисляване. В проспектите на тези фирми най-често се дават графики за избор на ПЗ при зададени входни данни [8]. Пълна методика за изчисляване обаче не е дадена.

Така например в (*Кузманов, 1989*) не са дадени формулите за определяне на допълнителните съпротивления. В (*Деевски, 1982*) е дадена формула за определяне на съпротивлението от натиска на материала, но не е дадена формула за съпротивлението от триенето на материала по бортовете. В (*Бандов, 1973*) са посочени допълнителните съпротивления без формули за изчисляването им. Липсват данни за стойностите на някои от коефициентите, например данни за коефициента на триене на материала по бортовете са посочени само в (*Васильев, 1991*). Не се посочва как се определят някои параметри на ПЗ като височина на бортовете и размерите на бункерния отвор. Някои формули трябва да се взимат от методиката за изчисляване на пластинкови транспортъори, например формулите за съпротивленията във верижните колела, дадени в (*Деевски, 1982*) и (*Кузманов, 1989*) и формулата за съпротивлението от триенето на материала по бортовете, дадена в (*Кузманов, 1973*). Стойностите на някои коефициенти също се взимат от други глави на учебниците и ръководствата, например коефициентът на вътрешно триене на материала даден в (*Кузманов, 1989*).

Целта на настоящата статия е да се систематизират и обединят предлаганите формули за изчисляване, да се уточнят стойностите на използваните коефициенти, да се предложат формули за определяне на някои параметри на ПЗ и да се направят изчисления на конкретни ПЗ, с данни взети от различни литературни източници.

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ШИРОЧИНАТА НА ПЛАСТИНИТЕ И ВИСОЧИНАТА НА БОРТОВЕТЕ И СКОРОСТТА НА ДВИЖЕНИЕ

Тъй като транспортираният материал е с големи късове, техният максимален размер a_{max} [mm] ще определи широчината на пластините B [m]. За определянето на B се използва известната формула (Деевски, 1982; Кузманов, 1989): $B = 0,0017 \cdot a_{max} + 0,2$, и след това се приема по-голямата стандартна широчина. Фирмите производители посочват най-често в табличен вид за какъв максимален размер a_{max} , каква стандартна широчина B трябва да се избира (Smith) (табл.1). Ако зададеният a_{max} го няма в таблицата, се избира B за най-близкото по-голямо a_{max} .

Таблица 1.

Формула за определянето на височината на бортовете h при ПЗ не е дадена в литературните източници. Таблица за избор на h е дадена в (Кузманов, 1989) за пластинкови транспортъори (там $h = 150 \div 300$ mm), но при захранвачите бортовете са значително по-високи. Фирмите производители обаче, посочват височината на бортовете за стандартно произвеждани ПЗ (табл.1). От табл.1 се вижда, че h може да се определи приблизително по формулата:

$$h = 0,65 \cdot B \text{ ,m} \quad (1)$$

При определени B и h , може да се определи скоростта на платното v по известната формула за производителността (Бандов, 1973; Деевски, 1982; Кузманов, 1989):

$$v = \frac{Q_h}{3600 \cdot B \cdot h \cdot \rho \cdot \psi \cdot c} \text{ ,m/s} \quad (2)$$

където:

Q_h [t/h] – производителност на ПЗ;

ρ [t/m³] – плътност на транспортирания материал;

$\psi = 0,75$ – коефициент на запълване;

$c = \frac{100 - \beta}{100}$ – коефициент, отчитащ ъгъла на

наклона β [°].

Коефициентът c трябва да се отчита, тъй като ПЗ подаващи материал в трощачките работят под наклон

(най-често $\beta = 15 \div 25^\circ$) (Das et al., 2000; Maton, 1997; The PHB Weserhutee ...). Разполагането на ПЗ под наклон е с цел по-удобното разтоварване на самосвалите, и предпазване на трощачката от попадането на големи късове материал директно върху приемния и отвор.

Скоростта на движение на платното v се ограничава до 0,25 m/s (Das et al., 2000), а в някои случаи до 0,4 m/s (Деевски, 1982). Причина за това са големите динамични натоварвания в тяговия орган и силното износване на платното при транспортиране на абразивни материали. Ако се получи скорост по-голяма от допустимата, трябва да се увеличи височината на борта h . Съвременните задвижвания на ПЗ позволяват плавно изменение на скоростта в работен диапазон 0,03 ÷ 0,16 m/s (Das et al., 2000; Smidh; The PHB Weserhutee ...) за постигане на различни производителности. Това се осъществява с използването на постояннооткови, хидравлични и регулируеми асинхронни двигатели (Das et al., 2000; Smidh; The PHB Weserhutee ...).

Много често за подаване на натрошения материал от трощачката към лентовия транспортъор се използват също ПЗ (Maton, 1997; The PHB Weserhutee ...). Особеност на тези ПЗ е, че транспортират материал със значително по-малка едрина на късовете, и са разположени хоризонтално. Следователно при тях B трябва да се определя по формула (2), а коефициентът $c = 1$.

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СЪПРОТИВЛЕНИЯТА ПРИ ДВИЖЕНИЕ И МОЩНОСТТА НА ДВИГАТЕЛЯ

Съпротивленията при движение могат да се разделят на три групи (Бандов, 1973; Васильев, 1991; Maton, 1997): съпротивление от движението на платното и издигането на материала W_1 , съпротивление от триенето на материала по неподвижните бортове W_2 и съпротивление от вътрешното триене на материала от натиска на материала в бункера W_3 . Съпротивлението W_1 [N] е сума от съпротивленията на товарния клон W_m , на празния клон W_n , в обръщателните верижни колела $W_{обр}$ и в задвижващите верижни колела W_3 , които се определят по известните формули (Васильев, 1991; Деевски, 1982; Кузманов, 1989):

$$\begin{aligned} W_1 &= W_m + W_n + W_{обр} + W_3 \\ W_m &= L \cdot (q_o + q_M) \cdot (w_o \cdot \cos \beta + \sin \beta) \\ W_n &= L \cdot q_o \cdot (w_o \cdot \cos \beta - \sin \beta) \\ W_{обр} &= k_1 \cdot S_2 \\ W_3 &= k_2 \cdot (S_1 + S_4) \end{aligned} \quad (3)$$

където:

L [m] – дължина на захранвача;

$q_o = (A + 60 \cdot B) \cdot g$ [N/m] – линейно тегло на носещото платно;

$A = 150$ – коефициент отчитащ режима на работа (за тежък режим) [2,5];

$$q_M = \frac{Q_h \cdot g}{3,6 \cdot v} \text{ [N/m]} \text{ – линейно тегло на материала;}$$

$w_0 = 0,03 \div 0,04$ – коефициент на съпротивление при движение;

S_1, S_2, S_3 и S_4 [N] – сили на опън в платното;

$$S_2 = S_{min} = 3000 \text{ N} \quad S_3 = S_2 + k_1 \cdot S_2$$

$$S_4 = S_3 + W_m \quad S_1 = S_2 - W_m;$$

$k_1 = 0,07$ – коефициент, отчитащ съпротивленията в обръщателните верижни колела;

$k_2 = 0,05$ – коефициент, отчитащ съпротивленията в задвижващите верижни колела;

Съпротивлението W_2 може да се определи по формулата от [4]:

$$W_2 = \frac{k_n \cdot \rho \cdot g \cdot L \cdot h^2 \cdot f \cdot 1000}{\cos^2 \beta} \text{ [N]} \quad (4)$$

където:

$$k_n = \frac{1 - \sin(\varphi_0)}{1 + \sin(\varphi_0)} \text{ – коефициент на подвижност на}$$

частиците;

$\varphi_0 = \arctg(\mu_0)$ [°] – ъгъл на вътрешно триене на материала;

μ_0 – коефициент на вътрешно триене на материала ($\mu_0 = 0,7 \div 0,75$ за руда и $\mu_0 = 0,5 \div 0,1$ за въглища) (Кузманов, 1989);

f – коефициент на триене на материала по страничните бортове ($f = 0,7$ за руда, $f = 0,56$ за скала и $f = 0,5 \div 0,9$ за въглища) (Васильев, 1991).

Съпротивлението W_3 се определя по формулата (Деевски, 1982):

$$W_3 = P_B \cdot \mu_0 \text{ [N]} \quad (5)$$

където:

$$P_B = \frac{F_0 \cdot R_x \cdot \rho \cdot g \cdot 1000}{k_n \cdot \mu_0} \text{ [N]} \text{ – вертикална сила на}$$

материала в бункера;

$F_0 = C \cdot D \cdot 10^{-6}$ [m²] светло сечение на бункерния отвор;

$$R_x = \frac{(C - a_{max}) \cdot (D - a_{max})}{2 \cdot (C + D - 2 \cdot a_{max}) \cdot 1000} \text{ [m]} \text{ – хидравличен}$$

радиус на бункерния отвор;

C, D [mm] – размери на бункерния отвор;

В литературните източници не са дадени формули за определяне на размерите C и D . Могат обаче да се

използват данни за конкретни ПЗ. По данни от (Das et al., 2000) могат да се напишат формулите:

$$C = (B - 0,05) \cdot 1000 \text{ [mm]}$$

$$D = n \cdot C \text{ [mm]} \quad (6)$$

където:

$n = 1,2 \div 1,5$ – отношение на дължините на страните на отвора.

От трите съпротивления, определени по формули (3), (4) и (5), могат да се определят съответните мощности на двигателя и общата необходима мощност N :

$$N_1 = \frac{W_1 \cdot v}{1000 \eta}$$

$$N_2 = \frac{W_2 \cdot v}{1000 \eta}$$

$$N_3 = \frac{W_3 \cdot v}{1000 \eta} \text{ [KW]} \quad (7)$$

$$N = N_1 + N_2 + N_3 \text{ [KW]} \quad (8)$$

където:

$\eta = 0,8$ – КПД на задвижването (Кузманов, 1989).

ПРОВЕРКА НА ПРЕДЛОЖЕНИТЕ ФОРМУЛИ ПРИ ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА КОНКРЕТНИ ПЗ

По данни на [3,6,7,8,9] са направени изчисления на ПЗ и резултатите са дадени в табл.2. За изчисленията са приети коефициентите $\mu_0 = 0,7$, $f = 0,7$, $w_0 = 0,03$ и $n = 1,2$.

Таблица 2.

Влиянието на коефициентите μ_0 , f , n и w_0 за същия ПЗ е показано в таблици 3÷6. От тези таблици се вижда, че с увеличаване на f , n и w_0 – N се увеличава, а с увеличаване на μ_0 – N намалява. Измененията на мощността N обаче са малки при изчисления с различни стойности на тези коефициенти.

Таблица 3.

μ_0	0,6	0,7	0,8
N [kW]	58	56	55

Таблица 4.

f	0,6	0,7	0,8	0,9
N [kW]	53	56	58	62

Таблица 5.

n	1,2	1,3	1,5
N [kW]	56	58	62

Таблица 6.

w_0	0,03	0,04
N [kW]	56	57

От табл.2 се вижда, че мощността на монтирания двигател $N_{дв}$ е по-голяма от тази на изчислената N по формула (8). Това е отчетено с коефициента на резерв

$$k_p = \frac{N_{дв}}{N},$$

който е в границите 1,2 ÷ 2,2 (само за

четвъртия ПЗ се е получило $N > N_{дв}$). Това е логично, като се имат в предвид тежките условия на работа и големите пускови съпротивления. От трите изчислени мощности по формули (7), най-голяма е N_1 , след това N_2 и накрая N_3 . Само при ПЗ с малка дължина (първият и вторият ПЗ от табл.2) $N_3 > N_2$.

ВЛИЯНИЕ НА СКОРОСТТА НА ДВИЖЕНИЕ И СТОЙНОСТИТЕ НА НЯКОИ КОЕФИЦИЕНТИ ВЪРХУ МОЩНОСТТА НА ДВИГАТЕЛЯ

Направените изчисления показват, че с увеличаване на скоростта на движение v (при запазване на широчината на пластините B и намаляване на височината на борта h), необходимата мощност на двигателя N (определена по формула (8)) почти не се променя. Така например за шестият ПЗ от табл.2 при увеличаване на скоростта два пъти (от 0,04 на 0,08 m/s) и намаляване на височината на борта два пъти (от 2,2 на 1,1 m), се получава $N = 58$ kW ($N_1 = 23$ kW, $N_2 = 25$ kW и $N_3 = 10$ kW), или общата необходима мощност N се увеличава само с 2 kW.

ИЗВОДИ

Направените изчисления доказват правилността на описаната по-горе методика. Получените резултати за мощността на двигателя са близки до стойностите за мощността на монтираните двигатели, въпреки че изчисленията са направени за ПЗ произвеждани от различни фирми.

ЛИТЕРАТУРА

- Бандов, К.И. 1973. Руднични транспортни машини. С., Техника.
- Васильев, К.А. 1991. Транспортные устройства и склады. Москва, Недра.
- Деевски, С.М., А.И. Кузманов. 1982. Курсово проектиране на руднични транспортни машини. С., Техника.
- Кузманов, А.И. 1973. Транспорт в обогатителните фабрики. С., Техника.
- Кузманов, А.И. 1989. Ръководство за упражнения по рудничен транспорт. С.
- Das S., A.K. Sahn. 1/2000. Some design aspects for selecting heavy duty apron feeders. The best of Bulk Solids Handling, part II, p.57-59.
- Maton, A.E. Apron feeder design for run of mine and primary crushed ore. Braunkohle surface mining 2/97, p.157-163.
- Smidth, F.L. Apron feeders. Basic data for project planning - prospect
- The PHB Weserhutte Mobile Crushing unit – prospect.

*Препоръчана за публикуване от
катедра "Механизация на мините" на МЕМФ*

ASCERTAINING THE METHODOLOGY FOR APRON FEEDERS CALCULATION

Hristo Sheiretov

University of Mining and Geology
"St. Ivan Rilski"
Sofia 1700, Bulgaria

ABSTRACT

Aim of the present paper is the systematization and the unification of the formulae for calculation, the ascertaining of the values of the coefficients for the calculation, the proposition of new formulae for the determination of some of the apron feeders parameters, and to calculate specific apron feeders. The calculations prove the correctness of the described methodology. The results for the calculated motor power are close to the values of the installed motor power of the apron feeders, although they are manufactured by different companies.

INTRODUCTION

Apron feeders (AF) are widely used in the mining industry for the transportation of heavy and lumpy materials. They are designed for the most hard conditions of exploitation to feed the crushers at quarry and storage bins. They have capacities up to 6000 t/h and are able to transport materials with maximum lump size up to 2000 mm (Das and Sahn, Maton).

The calculation of the AF is similar to that of the apron conveyors, but there are some peculiarities. The large size of material lumps is the cause for the increase of the width of the aprons and the height of the skirts. The presence of fixed skirts cause additional resistances due to skirt friction. The presence of receiving hopper causes additional resistance due to the pressure of the material in it. The hard conditions of exploitation and the great starting resistances are the cause for the introduction of a coefficient of reserve of motor power.

BACKGROUND

The basic formulae for the AF calculation are given in most of the references (Bandov, 1973; Vasiliev, 1991; Deevski 1982, Kuzmanov, 1989; Das and Sahn, Maton). Each company manufacturing AF has its own methodology for calculation. In the companies prospects, diagrams for the AF selection are usually given (Smidth). A complete methodology for calculation, however, is not given.

For example in (Kuzmanov, 1989) the formulae for the determination of the additional resistances are missing. In (Deevski, 1982) there is a formula for the calculation of the resistance from the material pressure, but formula for the resistance from the skirt friction is missing. Data for the values of some of the coefficients is missing, as for example the coefficient of skirt friction (given only in (Vasiliev, 1991)). Formulae for the determination of some of the parameters, as the height of the skirts and the dimensions of the hopper opening, are not given too. Some of the formulae must be taken from the methodology for the calculation of apron conveyors, for example the formulae for the resistances in the chain sprockets given in (Deevski, 1982) and (Kuzmanov, 1989) and the formula for the calculation of the skirt friction resistance, given in (Kuzmanov, 1973). The values of some of the coefficients must be taken from other chapters of the books and the manuals, as for example the coefficient of internal friction of the material.

Aim of the present paper is the systematization and the unification of the formulae for calculation, the ascertaining of the values of the coefficients for the calculation, the proposition of new formulae for the determination of some of the AF parameters, and to calculate specific AF.

DETERMINATION OF THE WIDTH OF THE APRONS, THE HEIGHT OF THE SKIRTS AND THE APRON SPEED

As the transported material is lumpy, its maximum lump size will determine the apron width B [m]. For the determination of B, the known formula [3,5]: $B = 0,0017 \cdot a_{\max} + 0,2$ is used, and then the next standart width is assumed. The companies manufacturing AF usually give in tables the apron width B in accordance to a_{\max} (Smidth) (Table 1). If the input a_{\max} is not in the table, B is chosen for the nearest greater a_{\max} .

Table.1

a_{\max} [mm]	315	400	500	650	800	1000	1250	1600
B [m]	0,8	1	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,5
h [m]	0,5	0,6	0,8	1	1,1	1,2	1,3	1,8

Formula for the determination of the height of the skirts h for the AF is not given in the references. In (Kuzmanov, 1989) is given h for apron conveyors ($h = 150-300$ mm), but in AF h is much greater. From table 1 it is seen, that h can be determined approximately by the formula:

$$h = 0,65 \cdot B, \text{ m} \quad (1)$$

When the parameters B and h are determined, the apron speed v is determined by the known formula for the capacity (Bandov, 1973; Deevski, 1982; Kuzmanov, 1989):

$$v = \frac{Q_h}{3600 \cdot B \cdot h \cdot \rho \cdot \psi \cdot c}, \text{ m/s} \quad (2)$$

where:

Q_h [t/h] – capacity of the AF;

ρ [t/m^3] – density of the transported material;

$\psi = 0,75$ – extraction efficiency factor;

$c = \frac{100 - \beta}{100}$ - inclination factor (β [°] – angle of inclination).

The coefficient c must be taken into account, because the AF feeding the crushers are inclined (usually $\beta = 15 \div 25^\circ$) (Das and Sahn; Maton; The PHB Weserhutte ...). The reason for the inclination is the facilitation of truck discharge and the protection of the crusher from the material direct fall into it.

The apron speed is limited to 0,25 m/s (Das and Sahn), and in some cases – to 0,4 m/s (Deevski, 1982). The reasons for the limitation are the great dynamic loads in the track chains and the high abrasion wear of the aprons. If the calculated speed is greater than the limited, the skirt height h must be increased. The contemporary drives of the AF allow variation of the speed in the work diapason $v = 0,03-0,16$ m/s (Das and Sahn, Smidth, The PHB Weserhutte ...) for different capacities. This is realized with the use of variable speed DC, AC and hydraulic motors.

There are AF, which are used to feed the belt conveyor after the crusher (Kuzmanov, 1973; The PHB Weserhutte ...). They transport material with small lump size and with angle of inclination - 0° . For them the apron width B must be determined by the formula (2), and the coefficient $c=1$.

DETERMINATION OF THE TRACK RESISTANCES AND THE MOTOR POWER

The track resistances are classified in three groups (Bandov, 1973; Vasiliev, 1991; Maton): resistance from the apron movement and the lift of the material W_1 , resistance from the skirt friction of the material W_2 and resistance from the internal friction of the material, as a result of the material's pressure in the hopper – W_3 . The resistance W_1 [N] is a sum of the resistances in the loaded strand W_{ls} , in the bottom strand W_{bs} , in the drive chain sprockets W_{dcs} and in the return chain sprockets W_{rcs} . They are determined by the known formulae (Vasiliev, 1991; Deevski, 1982; Kuzmanov, 1989):

$$\begin{aligned} W_1 &= W_{ls} + W_{bs} + W_{dcs} + W_{rcs} \\ W_{ls} &= L \cdot (q_0 + q_m) \cdot (w_0 \cdot \cos\beta + \sin\beta) \\ W_{bs} &= L \cdot q_0 \cdot (w_0 \cdot \cos\beta - \sin\beta) \\ W_{rcs} &= k_1 \cdot S_2 \\ W_{dcs} &= k_2 \cdot (S_1 + S_4) \end{aligned} \quad (3)$$

where:

L [m] – feeder length;

$q_0 = (A + 60 \cdot B) \cdot g$ [N/m] – linear weight of the aprons;

$A = 150$ – coefficient for heavy duty work (Vasiliev, 1991; Kuzmanov, 1989);

$q_m = \frac{Q_h \cdot g}{3,6 \cdot v}$ [N/m] – linear weight of the material;

$w_0 = 0,03 \div 0,04$ – apron movement loss factor;

S_1, S_2, S_3 и S_4 [N] – tensile forces in the chains;

$S_2 = S_{min} = 3000$ N;

$S_3 = S_2 + k_1 \cdot S_2$;

$S_4 = S_3 + W_{ls}$;

$S_1 = S_2 - W_{bs}$;

$k_1 = 0,07$ – traction loss factor in the drive chain sprockets;

$k_2 = 0,05$ – traction loss factor in the return chain sprockets.

The resistance W_2 is determined by the formula (Kuzmanov, 1973):

$$W_2 = \frac{k_m \cdot \rho \cdot g \cdot L \cdot h^2 \cdot f \cdot 1000}{\cos^2 \beta} \text{ [N]} \quad (4)$$

where:

$k_m = \frac{1 - \sin(\varphi_0)}{1 + \sin(\varphi_0)}$ – coefficient of particles mobility;

$\varphi_0 = \arctg(\mu_0)$ [°] – angle of the internal friction of the material;

μ_0 – coefficient of the internal friction of the material ($\mu_0 = 0,7 \div 0,75$ for ore and $\mu_0 = 0,5 \div 0,1$ for coal (Kuzmanov, 1989);

f – coefficient of skirt friction of the material ($f = 0,7$ for ore, $f = 0,56$ for rock and $f = 0,5 \div 0,9$ for coal [2]);

The resistance W_3 is determined by the formula (Deevski, 1982):

$$W_3 = P \cdot \mu_0 \text{ [N]} \quad (5)$$

where:

$P = \frac{F_0 \cdot R_x \cdot \rho \cdot g \cdot 1000}{k_p \cdot \mu_0}$ [N] – force from the material

pressure in the hopper;

$F_0 = C \cdot D \cdot 10^{-6}$ [m²] – effective section of the hopper opening;

$R_x = \frac{(C - a_{max}) \cdot (D - a_{max})}{2 \cdot (C + D - 2 \cdot a_{max}) \cdot 1000}$ [m] – hydraulic radius

of the hopper opening;

C, D [mm] – dimensions of the hopper opening.

Formulae for the determination of the dimensions C and D are not given in the literature. But from the data for the manufactured AF, the following formulae can be written:

$$C = (B - 0,05) \cdot 1000 \text{ [mm]}$$

$$D = n \cdot C \text{ [mm]} \quad (6)$$

where:

$n = 1,2 \div 1,5$ – ratio of the hopper opening dimensions.

From the three resistances the corresponding powers N_1, N_2, N_3 and the total motor power N are determined:

$$N_1 = \frac{W_1 \cdot v}{1000 \cdot \eta}$$

$$N_2 = \frac{W_2 \cdot v}{1000 \cdot \eta}$$

$$N_3 = \frac{W_{3,v}}{1000 \cdot \eta} \text{ [kW]} \quad (7)$$

$$N = N_1 + N_2 + N_3 \text{ [kW]} \quad (8)$$

where:

$\eta = 0,8$ - drive efficiency (Kuzmanov, 1989).

CHECK OF THE PROPOSED FORMULAE FOR THE CALCULATION OF SPECIFIC AF

With data from (Deevski, 1982; Das and Sahn; Maton; Smidh; The PHB Weserhutte), calculations for AF are made. The results are given in Table 2. For the calculations, the coefficients are assumed: $\mu_o = 0,7$, $f = 0,7$, $w_o = 0,03$ and $n=1,2$

Table.2

INFLUENCE OF THE APRON SPEED AND THE VALUES OF SOME OF THE COEFFICIENTS ON THE MOTOR POPWER

The calculations show, that with the increase of the apron speed v (at constant apron width B and decrease of the skirt height h), the necessary motor power N is almost not changed. For the sixth AF from Table 2, when the speed is increased two times (from 0,04 to 0,08 m/s) and the skirt height is decreased two times (from 2,2 to 1,1 m), for the total power N is obtained $N=58$ kW ($N_1 = 23$ kW, $N_2 = 25$ kW and $N_3 = 10$ kW), or the increase is only 2 kW.

The influence of the coefficients μ_o , f , n and w_o for the same AF is shown in Tables 3-6. From Tables 4,5 and 6 it is seen, that when f , n and w_o are increased – N is increased, and from Table 3 - when μ_o is increased – N is decreased. The variation of the power N however is small, when different coefficients are used.

Table.3

μ_o	0,6	0,7	0,8
N [kW]	58	56	55

Table.4

f	0,6	0,7	0,8	0,9
N [kW]	53	56	58	62

Table.5

n	1,2	1,3	1,5
N [kW]	56	58	62

Table.6

w_o	0,03	0,04
N [kW]	56	57

CONCLUSIONS

The calculations prove the correctness of the described methodology. The results for the calculated motor power are close to the values of the installed motor power of the AF, although they are manufactured by different companies.

REFERENCES

- Bandov, K. 1973. Mine transport machines, Sofia, Technika.
 Vasiliev, K. 1991. Transport machines and stocks; Moskva, Nedra.
 Deevski, S. 1982. Manual for the design of mine transport machines, Sofia, Technika.
 Kuzmanov, A. 1973. Transport in the concentration and the preparation plants, Sofia, Technika.
 Kuzmanov, A. 1989. Manual of mine transport, Sofia.
 Das S., A. and A.Sahn. Some design aspects for selecting heavy duty apron feeders, The best of Bulk Solids Handling 1/2000, part II, p.57-59.
 Maton, A. Apron feeder design for run of mine and primary crushed ore, Braunkohle surface mining 2/97, p.157-163.

The power of the installed motor N_i is greater than the calculated power N by formula (8) (Table 2). The ratio $k_r = \frac{N_i}{N}$ is the coefficient of reserve, which is in the range 1,2 - 2,2 (only for the fourth AF, $N > N_i$). The three calculated motor powers (formulae (7)) are related as: $N_1 > N_2 > N_3$. Only for the short AF (the first and the second from Table 2), $N_3 > N_2$.

Smidth, F. Apron feeders. Basic data for project planning - The PHB Weserhutte Mobile Crushing unit – prospect.
prospect.

*Recommended for publication by Department
of Mine Mechanization, Faculty of Mining Electromechanics*