

COMPARISON OF DIFFERENT TYPES OF DRIVE OF THE BELT CONVEYORS

Hristo Sheiretov

University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski” Sofia, hristo.sheiretov@mgu.bg

ABSTRACT. Four types of drive are discussed: single pulley head drive (1H); dual pulley head drive (2H); single pulley head and tail drive (1H+1T); dual pulley head and single pulley tail drive (2H+1T). The belt tension forces and the necessary take-up force at steady-state working and at start-up are determined for the different types of drive. Calculations are accomplished for a concrete solved example - a stationary belt conveyor with the following assigned: profile layout; kind and characteristics of the transported material; capacity; belt width and belt velocity; linear mass of the material, of the belt, and of the idlers. A comparison is made of the greatest belt tensions for the four types of drive. Calculations for different lengths and angles of slope are accomplished. The coefficients of optimal power and traction force distribution are determined for the 2H, 1H+1T, and 2H+1T drives. The angles of slope (at given length of the conveyor), at which the actually transferred forces and power are closest to the optimal values, are determined. The boundary length of the conveyor (at various angles of slope), by which the belt forces for 1H and 2H drives are equal, are determined.

Key words: drive, belt tensions, powers, traction forces, coefficients of distribution.

СРАВНЯВАНЕ НА РАЗЛИЧНИТЕ ВИДОВЕ ЗАДВИЖВАНЕ НА ЛЕНТОВИТЕ ТРАНСПОРТЪОРИ

Христо Шейретов

Минно-геоложки университет „Св.Иван Рилски“, 1700 София, hristo.sheiretov@mgu.bg

РЕЗЮМЕ. Разгледани са четири вида задвижване: еднобарабанно предно (1П); двубарабанно предно (2П); еднобарабанно предно и еднобарабанно задно (1П+1З); двубарабанно предно и еднобарабанно задно (2П+1З). Определени са силите на опън в лентата и необходимата опъвателна сила при установен и пусков режим за различните видове задвижване и конкретно решаван пример - стационарен транспортър със зададени: профил на трасето; вид и характеристика на транспортирания материал; производителност; ширина и скорост на лентата; линейни маси на материала, лентата и ролковите опори. Направено е сравнение на най-големите сили в лентата, получени при изчисленията за четирите вида задвижване. Направени са изчисления за различни дължини на транспортъора и различни ъгли на наклона на трасето. При 2П, 1П+1З и 2П+1З задвижвания са определени коефициентите на оптимално разпределение на теглителните сили и мощностите. Определени са ъглите на наклон на транспортъора (при зададени дължини на транспортъора), при които действително предаваните теглителни сили и мощности от отделните барабани са най-близки по стойност с тези при оптимално разпределение. Определени са граничните дължини на транспортъора (за различни ъгли на наклона), до които силите в лентата при 1П и 2П задвижване са равни.

Ключови думи: задвижване, сили на опън в лентата, мощности, теглителни сили, коефициенти на разпределение.

Увод

Съществуват различни методики за изчисляване и проектиране на лентови транспортъори - по американските стандарти ISO и CEMA, по немския стандарт DIN 22101 (Dunlop conveyor belt design and calculation, 2009, Phoenix conveyor belt design fundamentals, 2004), руски методики и др. В тези методики се дават различни препоръки за определяне на вида на задвижването.

Според (Dunlop conveyor belt design and calculation, 2009):

- еднобарабанното предно задвижване (1П) е най-разпространеното задвижване. Използва се при хоризонтални и наклонени транспортъори, работещи на издигане. Използва се и при наклонени транспортъори работещи на спускане с малък ъгъл на наклон δ (до $1-2^\circ$), което осигурява периферната теглителна сила на задвижващия барабан да е положителна ($F_U > 0$);

- двубарабанно предно задвижване (2П) се използва при транспортъори с голяма мощност на задвижването;

- еднобарабанно предно и еднобарабанно задно задвижване (1П+1З) се използва, когато голям дял от общото съпротивление се пада на съпротивлението в долния клон F_U .

Според (Станев, Б., Транспортъори лентови. Изчисляване., 1975):

- двубарабанно предно задвижване (2П) се използва при дълги и мощни транспортъори с денивелация $H \geq 0$ и общо съпротивление $W > 0$;

- еднобарабанно предно и еднобарабанно задно задвижване (1П+1З) се използва при: транспортъори работещи на издигане или леко спускане (с наклон β до $3-5^\circ$) с $H \geq 0$ или $H < 0$, $W \geq 0$ и хоризонтална съставляваща на съпротивлението в долния клон $W_{\delta x}$ по-голяма от вертикалната съставляваща $W_{\delta \alpha}$ ($W_{\delta x} > W_{\delta \alpha}$); при реверсивни транспортъори; при дълги и мощни транспортъори;

- двубарабанно предно и еднобарабанно задно задвижване (2П+1З) се използва при много дълги и мощни транспортъори работещи на издигане, хоризонтално или на леко спускане с наклон β до $3-5^\circ$ с $H \geq 0$ или $H < 0$, $W \geq 0$ и $W_{\delta x} > W_{\delta \alpha}$.

В (Dzhustrov, K, Zh.Iliev, 2022) са определени силите на опън в лентата при двубарабанно предно задвижване на конкретен транспортър.

От цитираното по-горе се вижда, че няма строго определени правила за избор на типа на задвижване.

Цели на настоящето изследване са:

- да се направят изчисления на силите на опън в лентата и необходимата опъвателна сила при установен и пусков режим за различните видове задвижване за конкретно решаван пример - стационарен транспортър със зададени: профил на трасето; вид и характеристика на транспортирания материал; производителност; ширина и скорост на лентата; линейни маси на материала, лентата и ролковите опори;
- да се направи сравнение на най-големите сили в лентата, получени при изчисленията за четирите вида задвижване;
- да се направят изчисления за различни дължини на транспортъра и различни ъгли на наклона на трасето;
- при дву- и трибарабанните задвижвания да се определят коефициентите на оптимално разпределение на теглителните сили и мощностите, предавани от отделните барабани;
- да се определят ъглите на наклон на транспортъра (при зададени дължини на транспортъра), при които действително предаваните теглителни сили и мощности от отделните барабани са най-близки по стойност с тези при оптимално разпределение;
- да се определят граничните дължини на транспортъра (за различни ъгли на наклона), до които силите в лентата при 1П и 2П задвижване са равни.

Определяне на теглителните сили, предавани от барабаните, силите на опън в лентата и необходимата опъвателна сила за различните видове задвижване

Исходни данни за проектирането

Изчисленията са направени за стационарен лентов транспортър със следните параметри: ширина на лентата $B=1000\text{mm}$; скорост на лентата $v=3,35\text{m/s}$; производителност $Q=1000\text{t/h}$; линейна маса на лентата $m'_L=32,5\text{kg/m}$; линейна маса на ролковите опори в горния и долния клон $m'_{R0}=12,5\text{kg/m}$; $m'_{R1}=4,8\text{kg/m}$.

Използван е стандарта за изчисляване DIN 22101 (Dunlop conveyor belt design and calculation, 2009, Phoenix conveyor belt design fundamentals, 2004).

Теглителни сили и мощности, предавани от барабаните при оптимално и действително разпределение

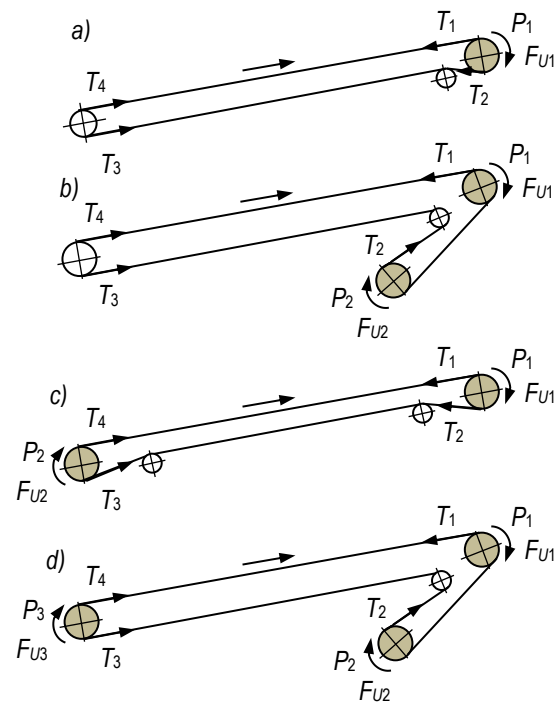
Според изчислителните схеми на фиг.1 силите и мощностите се определят по формулите:

Двубарабанно предно задвижване (фиг.1b)

$$F'_{U2} = F_U \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha_1} \cdot e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}; \quad F'_{U1} = F_U - F'_{U2}, \text{N}; \quad x' = \frac{F'_{U1}}{F'_{U2}} \quad (1)$$

$$x=1 \text{ или } 2; \quad F_{U1} = \frac{x \cdot F_U}{x+1}; \quad F_{U2} = F_U - F_{U1}, \text{N} \quad (2)$$

$$P_T = \frac{F_U \cdot v}{1000}; \quad P_{T1} = \frac{x \cdot P_T}{x+1}; \quad P_{T2} = P_T - P_{T1}, \text{KW} \quad (3)$$



Фиг.1. Схеми на различните видове задвижване

Еднубарабанно предно и задно задвижване (фиг.1с)

$$F_U = F_{Hu} - F_{Stu}; \quad F'_{U2} = [F_U + (e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1) \cdot F_U] \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha_1} \cdot e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}, \text{N} \quad (4)$$

$$F'_{U1} = F_U - F'_{U2}, \text{N}; \quad x' = \frac{F'_{U1}}{F'_{U2}} \quad (5)$$

$$x=1 \text{ или } 2; \quad F_{U1} = \frac{x \cdot F_U}{x+1}; \quad F_{U2} = F_U - F_{U1}, \text{N} \quad (6)$$

$$P_T = \frac{F_U \cdot v}{1000}; \quad P_{T1} = \frac{x \cdot P_T}{x+1}; \quad P_{T2} = P_T - P_{T1}, \text{KW} \quad (7)$$

Двубарабанно предно и еднубарабанно задно задвижване (фиг.1d)

$$F_U = F_{Hu} - F_{Stu}; \quad F'_{U3} = [F_U + (e^{\mu \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)} - 1) \cdot F_U] \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha_3} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha_3} \cdot e^{\mu \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}; \quad (8)$$

$$F'_{U2} = (F_U - F'_{U3}) \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha_1} \cdot e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}; \quad F'_{U1} = F_U - F'_{U2} - F'_{U3}, \text{N} \quad (9)$$

$$F_{U1} : F_{U2} : F_{U3} = x' : y' : 1; \quad x=1 \text{ или } 2; \quad y=1 \text{ или } 2 \quad (10)$$

$$F_{U1} = \frac{x \cdot F_U}{x+y+1}; \quad F_{U2} = \frac{y \cdot F_U}{x+y+1}; \quad F_{U3} = \frac{F_U}{x+y+1}, \text{N}; \quad P_T = \frac{F_U \cdot v}{1000} \quad (11)$$

$$P_{T1} = \frac{x \cdot P_T}{x+y+1}; \quad P_{T2} = \frac{y \cdot P_T}{x+y+1}; \quad P_{T3} = \frac{P_T}{x+y+1}, \text{KW}, \quad (12)$$

където:

F_U – сумарна периферна теглителна сила на задвижващите барабани (определя се по формула (13));

μ – коефициент на триене между лентата и задвижващите барабани;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – ъгли на обхват на лентата около барабаните;
 F_{U1}, F_{U2}, F_{U3} – периферни теглителни сили на барабаните;

x, y, x', y' – коефициенти на действително и оптимално разпределение на теглителните сили и мощностите;

P_T – обща необходима мощност на задвижването (определя се по формули (3, 7 и 11));

P_{T1}, P_{T2}, P_{T3} – мощности на задвижващите барабани.

$$F_U = F_H + F_N + F_{St}, N, \quad (13)$$

където:

F_H – основно съпротивление на транспортъора (определя се по формула (14));

F_N – допълнително съпротивление (от огъването на лентата около барабаните, триенето в лагерите на барабаните, съпротивленията в товарните и почистващите устройства) (определя се по формула (14))

F_{St} – съпротивление от наклона на транспортъора (определя се по формула (14)).

$$F_H = F_{Ho} + F_{Hu}; F_N = (C - 1) \cdot F_H; F_{St} = F_{Sto} + F_{Stu}, N \quad (14)$$

където:

F_{Ho}, F_{Hu} – основни съпротивления в горния и долния клон (от движението на лентата и материала, въртенето на ролките, огъването на лентата и ударите и по ролките и от вътрешното триене на материала) (определят се по формули (15) и (16));

F_{Sto}, F_{Stu} – съпротивления от наклона в горния и долния клон (определят се по формули (17));

C – коефициент на допълнително съпротивление (определя се по табл.1);

Таблица 1. Коефициент, отчитащ допълнителните съпротивления C

L [m]	10	20	30	50	60	80	100
k_δ	4,5	3,2	2,6	2,2	2,1	1,91	1,75

L [m]	120	140	160	180	200	250	300
k_δ	1,7	1,6	1,55	1,5	1,45	1,38	1,32

L [m]	350	400	500	700	800	1000
k_δ	1,28	1,24	1,19	1,12	1,095	1,087

$$F_{Ho} = f \cdot L \cdot g \cdot [m'_{Ro} + (m'_G + m'_L) \cdot \cos \delta], N \quad (15)$$

$$F_{Hu} = f \cdot L \cdot g \cdot (m'_{Ru} + m'_G) \cdot \cos \delta, N \quad (16)$$

$$F_{Sto} = H \cdot g \cdot (m'_G + m'_L) \quad F_{Stu} = H \cdot g \cdot m'_G, N, \quad (17)$$

където:

f – коефициент на основно съпротивление (приемам $f=0,02$ за средно тежки условия на работа);

L, m – дължина на транспортъора;

$\delta, ^\circ$ – ъгъл на наклон на транспортъора.

Сили на опън в лентата при установен и пусков режим на работа от условието за липса на буксуване

Еднобарабанно предно задвижване (фиг. 1а)

$$T_2 = F_U \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}; \quad T_3 = T_2 + F_{Hu} - F_{Stu}, N \quad (18)$$

$$T_4 = T_3; \quad T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}, N \quad (19)$$

$$T_{A2} = F_A \cdot \frac{1}{e^{\mu_A \cdot \alpha} - 1}; \quad T_{A3} = T_{A2} + F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au}, N \quad (20)$$

$$T_{A4} = T_3; \quad T_{A1} = T_{A4} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}, N \quad (21)$$

Двубарабанно предно задвижване (фиг. 1б)

$$T_2 = F_{U1} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1} - F_{U2}, N \text{ при } x > x' \quad (22)$$

$$T_2 = F_{U2} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}, N \text{ при } x \leq x' \quad (23)$$

$$T_3 = T_2 + F_U - F_{Stu}; \quad T_4 = T_3; \quad T_1 = T_4 + F_N + F_o + F_{Sto}, N \quad (24)$$

$$T_{A2} = F_{A1} \cdot \frac{1}{e^{\mu_A \cdot \alpha_1} - 1} - F_{U2}, N \text{ при } x > x' \quad (25)$$

$$T_{A2} = F_{A2} \cdot \frac{1}{e^{\mu_A \cdot \alpha_2} - 1} \text{ при } x \leq x' \quad (26)$$

$$T_{A3} = T_{A2} + F_U - F_{Stu} + F_{au}; \quad T_{A4} = T_{A3}, N \quad (27)$$

$$T_{A1} = T_{A4} + F_N + F_o + F_{Sto} + F_{ao}, N \quad (28)$$

Еднобарабанно предно и еднобарабанно задно задвижване (фиг. 1с)

$$T_2 = F_{U1} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1}, N \text{ при } x \leq x'; \quad T_3 = T_2 + F_{Hu} - F_{Stu}, N \quad (29)$$

$$T_4 = T_3 - F_{U2}; \quad T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}, N \quad (30)$$

$$T_4 = F_{U2} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}, N \text{ при } x > x'; \quad T_2 = T_3 - F_{Hu} + F_{Stu}, N \quad (31)$$

$$T_3 = T_4 + F_{U2}; \quad T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}, N \quad (32)$$

$$T_{2A} = F_{A1} \cdot \frac{1}{e^{\mu_A \cdot \alpha_1} - 1}, N \text{ при } x \leq x'; \quad T_{3A} = T_{2A} + F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au} \quad (33)$$

$$T_{4A} = T_{3A} - F_{A2}; \quad T_{1A} = T_{4A} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}, N \quad (34)$$

$$T_{A4} = F_{A2} \cdot \frac{1}{e^{\mu_A \cdot \alpha_2} - 1} \text{ при } x > x'; \quad T_{A2} = T_{A3} - F_{Hu} + F_{Stu} + F_{au} \quad (35)$$

$$T_{A3} = T_{A4} + F_{U2}; \quad T_{A1} = T_{A4} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}, N \quad (36)$$

Двубарабанно предно и еднобарабанно задно задвижване (фиг. 1д)

$$T_2 = F_{U1} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1} - F_{U2}, N \text{ при } x + y > x' + y' \text{ и } \frac{x}{x'} > \frac{y}{y'} \quad (37)$$

$$T_2 = F_{U2} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1}, N \text{ при } x + y > x' + y' \text{ и } \frac{x}{x'} \leq \frac{y}{y'} \quad (38)$$

$$T_3 = T_2 + F_{Hu} - F_{Stu}; \quad T_4 = T_3 - F_{U2}; \quad T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}, N \quad (39)$$

$$T_4 = F_{U3} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_3 - 1}}, N \text{ при } x + y \leq x' + y' \quad (40)$$

$$T_3 = T_4 + F_{U3}; \quad T_2 = T_3 - F_{Hu} + F_{Stu}; \quad T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}, N \quad (41)$$

$$T_{A2} = F_{A1} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_1 - 1}} - F_{U2}, N \text{ при } x + y > x' + y' \text{ и } \frac{x}{x'} > \frac{y}{y'} \quad (42)$$

$$T_{A2} = F_{A2} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_2 - 1}}, N \text{ при } x + y > x' + y' \text{ и } \frac{x}{x'} \leq \frac{y}{y'} \quad (43)$$

$$T_{A3} = T_{A2} + F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au}; \quad T_{A4} = T_{A3} - F_{U2}, N \quad (44)$$

$$T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}, N \quad (45)$$

$$T_{A4} = F_{A3} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_3 - 1}} \text{ при } x + y \leq x' + y'; \quad T_{A3} = T_{A4} + F_{A3}, N \quad (46)$$

$$T_{A2} = T_{A3} - F_{Hu} + F_{Stu} + F_{au}; \quad T_{A1} = T_{A4} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}, N \quad (47)$$

където:

$T_1 - T_4, T_{A1} - T_{A4}$ – сили на опън в лентата при установен и пусков режим на работа;

F_{au}, F_{ao} – инерционни сили в горния и долния клон (определят се по формули (48) и (49));

$$F_{ao} = L \cdot a_A \cdot (0,9 \cdot m'_{Ro} + m'_G + m'_L), N \quad (48)$$

$$F_{au} = L \cdot a_A \cdot (0,9 \cdot m'_{Ru} + m'_G), N \quad (49)$$

където:

μ_A – коефициент на триене между лентата и барабана през пусковия период (определя се по формула (50));

a_A – ускорение при пускането на транспортъора (определя се по формула (51));

$$\mu_A = \mu + 0,05 \quad (50)$$

$$a_A = \frac{F_A - F_U}{L \cdot (0,9 \cdot m'_{Ro} + 0,9 \cdot m'_{Ru} + 2 \cdot m'_G + m'_L)}, m/s^2 \quad (51)$$

където F_A – периферна сила на задвижващия барабан при пускането (определя се по формула (52)).

$$F_A = k_A \cdot F_U = 1,5 \cdot F_U, N \quad (52)$$

Корекция на силите на опън в лентата при установен режим според вида на опъвателното устройство

Използва се условието, че силите на опън в лентата в точката на поставяне на опъвателното устройство (в случая след задвижващия барабан) при пусков и установен режим са равни, т.е. $T_{A2} = T_2$. Тогава за силите на опън при установен режим след корекция със стойност $\Delta T = T_{A2} - T_2$ окончателно се получава:

$$T_{A4} = T_4; \quad \Delta T = T_{A4} - T_4, N \quad (53)$$

$$T_1 = T_1 + \Delta T; \quad T_2 = T_2 + \Delta T; \quad T_3 = T_4 = T_3 + \Delta T, N \quad (54)$$

Корекция на силите на опън в лентата при установен пусков режим на работа от условието за максимално допустимо провисване на лентата между ролковите опори

Корекцията на силите на опън в лентата ΔT е:

$$\Delta T = T_{min} - T_4, N, \quad (55)$$

където T_{min} [N] – минимална сила на опън в лентата от условието за максимално допустимо провисване на лентата между ролковите опори в товарния клон (определя се по формула (56)).

$$T_{min} = \frac{(m'_L + m'_G) \cdot g \cdot l_0}{8 \cdot h_{rel}}, N, \quad (56)$$

където:

l_0 [m] – разстояние между ролковите опори в горния клон на лентата;

h_{rel} – максимално допустимо относително провисване на лентата между ролковите опори в товарния клон (приема се $h_{rel} = 0,005 - 0,015$ (0,5-1,5%); приемам $h_{rel} = 0,01$).

За силите на опън при установен и пусков режим се получава:

$$T_1 = T_1 + \Delta T; \quad T_2 = T_2 + \Delta T; \quad T_3 = T_3 + \Delta T; \quad T_4 = T_4 + \Delta T, N \quad (57)$$

$$T_{A1} = T_{A1} + \Delta T; \quad T_{A2} = T_{A2} + \Delta T, N \quad (58)$$

$$T_{A3} = T_{A3} + \Delta T, N; \quad T_{A4} = T_{A4} + \Delta T, N$$

Необходима опъвателна сила

При разположение на опъвателното устройство след задвижващия барабан:

$$F_v = 2 \cdot T_{A2}, N \quad (59)$$

Резултати от изчисленията

Резултатите от изчисленията са обобщени в табл. 2 и табл. 3.

Таблица 2. Резултати от изчисленията при различни дължини и ъгли на наклона на транспортъора

L [m], δ [°]	1800, 5			
	1П		2П	
Задвижване				
x, x'			2, 2,09	
T_1, T_{A1} [N]	301960	397640	248220	343900
T_2, T_{A2} [N]	110360	110360	56620	56620
T_3, T_{A3} [N]	74800	96470	21060	42730
T_4, T_{A4} [N]	74800	96470	21060	42730
P_{T1}, P_{T2} [kW]	641		428, 213	
F_v [N]	220720		133240	
Задвижване	1П + 13		2П + 13	
$x, x' \quad y, y'$	2, 5,35		2, 10,72 1, 4,68	
T_1, T_{A1} [N]	258390	306170	257030	328760
T_2, T_{A2} [N]	162590	162590	113330	113330
T_3, T_{A3} [N]	127030	148700	77770	99440
T_4, T_{A4} [N]	31230	5000	29870	27590
P_{T1}, P_{T2}, P_{T3} [kW]	320, 320		320, 160, 160	
F_v [N]	325180		226660	

$L [m], \delta [^\circ]$	1800, 0			
Задвижване	1П		2П	
x, x'			2, 2,09	
$T_1, T_{A1} [N]$	103580	136350	77360	110130
$T_2, T_{A2} [N]$	37850	37850	11630	11630
$T_3, T_{A3} [N]$	52340	59760	26120	33540
$T_4, T_{A4} [N]$	52340	59760	26120	33540
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	220		177, 73	
$F_v [N]$	75700		23260	
Задвижване	1П + 13		2П + 13	
$x, x' \ y, y'$	1, 1,77		2, 5,31 1, 2,32	
$T_1, T_{A1} [N]$	72300	88630	72300	96860
$T_2, T_{A2} [N]$	39430	39430	23000	44910
$T_3, T_{A3} [N]$	53920	61340	37490	20270
$T_4, T_{A4} [N]$	21060	12040	21060	23000
$P_{T1}, P_{T2}, P_{T3} [kW]$	110, 110		110, 55, 55	
$F_v [N]$	78860		89820	

$L [m], \delta [^\circ]$	5000, 2			
Задвижване	1П		2П	
x, x'			2, 2,09	
$T_1, T_{A1} [N]$	508630	669570	379860	540800
$T_2, T_{A2} [N]$	185890	185890	57120	57120
$T_3, T_{A3} [N]$	170500	206950	41730	78180
$T_4, T_{A4} [N]$	170500	206950	41730	78180
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	1080		720, 360	
$F_v [N]$	371780		114240	
Задвижване	1П + 13		2П + 13	
$x, x' \ y, y'$	2, 3,41		2, 8,04 1, 3,51	
$T_1, T_{A1} [N]$	387370	467620	388490	509090
$T_2, T_{A2} [N]$	226000	226000	146430	146430
$T_3, T_{A3} [N]$	210610	247060	131040	167490
$T_4, T_{A4} [N]$	49240	5000	50360	46470
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	540, 540		540, 270, 270	
$F_v [N]$	452000		292860	

$L [m], \delta [^\circ]$	100, 2			
Задвижване	1П		2П	
x, x'			2, 2,09	
$T_1, T_{A1} [N]$	27680	30820	27680	30820
$T_2, T_{A2} [N]$	21350	21350	21350	21350
$T_3, T_{A3} [N]$	21060	21770	21060	21770
$T_4, T_{A4} [N]$	21060	21770	21060	21770
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	21		14, 7	
$F_v [N]$	42700		42700	
Задвижване	1П + 13		2П + 13	
$x, x' \ y, y'$	1, 3,42		2, 8,12 1, 3,54	
$T_1, T_{A1} [N]$	27680	29230	27680	30030
$T_2, T_{A2} [N]$	24510	24510	22930	23350
$T_3, T_{A3} [N]$	24220	24930	22640	20980
$2T_4, T_{A4} [N]$	21060	20180	21060	22930
$P_{T1}, P_{T2}, P_{T3} [kW]$	10,5 10,5		10,3 5,3 5,3	
$F_v [N]$	49020		46700	

$L [m], \delta [^\circ]$	1800, 2			
Задвижване	1П		2П	
x, x'			2, 2,09	
$T_1, T_{A1} [N]$	182950	240880	142670	200600
$T_2, T_{A2} [N]$	66860	66860	26580	26580
$T_3, T_{A3} [N]$	61340	74460	21060	34180

$T_4, T_{A4} [N]$	61340	74460	21060	34180
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	288		259, 129	
$F_v [N]$	133720		53160	
Задвижване	1П + 13		2П + 13	
$x, x' \ y, y'$	1, 3,41		2, 8,06 1, 3,52	
$T_1, T_{A1} [N]$	142670	171580	142670	186090
$T_2, T_{A2} [N]$	84630	84630	55600	63200
$T_3, T_{A3} [N]$	79100	92230	50080	19670
$2T_4, T_{A4} [N]$	21060	5160	21060	55600
$P_{T1}, P_{T2}, P_{T3} [kW]$	194, 194		97, 97, 194	
$F_v [N]$	169240		126400	

Таблица 3. Резултати от изчисленията за различни коефициенти на разпределение

$L [m], \delta [^\circ]$	1800, 2			
Задвижване	2П			
x, x'	2, 2,09		1, 2,09	
$T_1, T_{A1} [N]$	142670	200600	146900	204830
$T_2, T_{A2} [N]$	26580	26580	39810	30810
$T_3, T_{A3} [N]$	21060	34180	25290	38410
$T_4, T_{A4} [N]$	21060	34180	25290	38410
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	259, 129		194, 194	
$F_v [N]$	53160		61620	

$L [m], \delta [^\circ]$	1800, 2			
Задвижване	1П + 13			
x, x'	1, 3,41		2, 3,41	
$T_1, T_{A1} [N]$	142670	142670	142670	181240
$T_2, T_{A2} [N]$	84630	84630	65270	65270
$T_3, T_{A3} [N]$	79100	79100	59750	72870
$T_4, T_{A4} [N]$	21060	21060	21060	14820
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	194, 194		259, 129	
$F_v [N]$	169240		130540	

$L [m], \delta [^\circ]$	1800, 2			
Задвижване	2П + 13			
$x, x' \ y, y'$	2, 8,06 1, 3,52		2, 8,06 2, 3,52	
$T_1, T_{A1} [N]$	142670	142670	142670	188990
$T_2, T_{A2} [N]$	55600	55600	49790	57390
$T_3, T_{A3} [N]$	50080	50080	44270	22570
$T_4, T_{A4} [N]$	21060	21060	21060	49790
$P_{T1}, P_{T2} [kW]$	97, 97, 194		155, 155, 77	
$F_v [N]$	126400		114780	
Задвижване	2П + 13			
$x, x' \ y, y'$	1, 8,06 1, 3,52		1, 8,06 2, 3,52	
$T_1, T_{A1} [N]$	150120	188700	142670	186090
$T_2, T_{A2} [N]$	72720	72720	55600	63200
$T_3, T_{A3} [N]$	67200	80320	50080	19670
$2T_4, T_{A4} [N]$	28510	22280	21060	55600
$P_{T1}, P_{T2}, P_{T3} [kW]$	129, 129, 129		97, 194, 97	
$F_v [N]$	145440		126400	

L – дължина на транспортъора; δ – ъгъл на наклон на транспортъора; x, y, x', y' - коефициенти на действително и оптимално разпределение на предаваните теглителни сили и мощности; $T_1-T_4, T_{A1}-T_{A4}$ - сили на опън в лентата при установен и пусков режим; P_{T1}, P_{T2}, P_{T3} - действителни мощности предавани от барабаните; F_v - необходима опъвателна сила.

Изводи

След извършените изчисления за четирите вида задвижване могат да се направят следните изводи:

1. При транспортъри с предно и задно задвижване действителните теглителни сили и мощности, предавани от барабаните, (за разпределение 1:1) са най-близки до оптималните при леко спускане (транспортиране надолу с малък наклон - до $2-3^\circ$). За конкретния пример ($L=1800\text{m}$) и задвижване 1П+13 при $\delta=-0,8^\circ$ $x'=1,01$ е най-близко до $x=1$, а при $\delta=0,3^\circ$ $x'=2,04$ е най-близко до $x=2$. При задвижване 2П+13 при $\delta=-1,6^\circ$ $y'=0,92$ и $x'=2,11$ са най-близки до $y=1$ и $x=2$;

2. При транспортъри с 2П задвижване действителните теглителните сили и мощности, предавани от двата барабана, (за разпределение 2:1), са най-близки до оптималните при ъгъл на обхват на лентата около първия барабан, значително по-малък от ъгъла за втория барабан. За конкретния пример при $\alpha_1=170^\circ$ и $\alpha_2=220^\circ$ $x'=2,09$ е най-близко до $x=2$;

3. При транспортъри с голяма дължина най-малка максимална сила на опън в лентата се получава при 1П+13 или 2П+13 задвижване, а най-голяма - при 1П задвижване. За конкретния пример при $\delta=2^\circ$ и $L=1800\text{m}$ най-малката максимална сила се получава при 1П+13 задвижване ($T_{A1}=171580\text{N}$), а най-голяма при 1П задвижване ($T_{A1}=240880\text{N}$). При $L=5000\text{m}$ ($\delta=2^\circ$) най-малката сила е при 1П+13 задвижване ($T_{A1}=467620\text{N}$), най-голямата при 1П задвижване ($T_{A1}=669570\text{N}$);

4. При транспортъри с малка дължина и малък ъгъл на наклон най-малка максимална сила се получава при 1П+13 задвижване. За конкретния пример при $L=100\text{m}$ ($\delta=2^\circ$) при 1П+13 задвижване $T_{A1}=29230\text{N}$, а при $\delta=0^\circ$ ($L=1800\text{m}$) $T_{A1}=88630\text{N}$. И в двата случая най-голямата максимална сила е при 1П задвижване, съответно $T_{A1}=30820\text{N}$ и $T_{A1}=136350\text{N}$;

5. При транспортъри с предно и задно задвижване (1П+13 или 2П+13) при увеличаване на ъгъла на наклон на транспортъра коефициентите на оптимално разпределение се увеличават и обратно, при намаляване на ъгъла на наклон - те намаляват. При $\delta=0^\circ$, 2° и 5° ($L=1800\text{m}$) коефициентът x' за 1П+13 задвижване е съответно 1,77, 3,41 и 5,35, а за 2П+13 задвижване коефициентите x' и y' са съответно 5,31 и 2,32, 8,06 и 3,52 и

10,72 и 4,68. При увеличаване или намаляване на дължината на транспортъра коефициентите на оптимално разпределение почти не се изменят. При $L=100\text{m}$, 1800m и 5000m ($\delta=2^\circ$) коефициентът x' за 1П+13 задвижване е съответно 3,42, 3,41 и 3,41, а за 2П+13 задвижване коефициентите x' и y' са съответно 8,12 и 8,06, 8,04 и 3,54 и 3,52 и 3,51.

6. При всички случаи най-малка опъвателна сила се получава при 2П задвижване, а най-голяма - при 1П+13 или 2П+13 задвижване в зависимост от ъгъла на наклон и дължината на транспортъра. При $L=1800\text{m}$ ($\delta=2^\circ$ и 5°) и при $L=100\text{m}$ и 5000m ($\delta=2^\circ$) най-голяма е силата при 1П+13 задвижване (съответно $F_v=169240\text{N}$, $F_v=325180\text{N}$, $F_v=49020\text{N}$ и $F_v=452000\text{N}$), а при $L=1800\text{m}$ ($\delta=0^\circ$) - при 2П+13 задвижване $F_v=89820\text{N}$;

7. До определена гранична дължина на транспортъра силите на опън в лентата при 1П и 2П задвижване са равни. Граничната дължина зависи от ъгъла на наклон на транспортъра. За конкретния пример при $\delta=2^\circ$ граничната дължина е $L_{\text{гран}}=619\text{m}$, а при $\delta=10^\circ$ - $L_{\text{гран}}=395\text{m}$;

8. След определена гранична дължина силата на опън в лентата при пускането T_{A1} (след задния задвижващ барабан) при 1П+13 задвижване се получава отрицателна и следва да се увеличи опъването на лентата и да се коригират силите по контура. Граничната дължина зависи от ъгъла на наклон на транспортъра. За конкретния пример при $\delta=2^\circ$ $L_{\text{гран}}=2380\text{m}$, а при $\delta=10^\circ$ - $L_{\text{гран}}=876\text{m}$.

9. При транспортъри със задвижване 2П по-малка максимална сила се получава при коефициент на разпределение $x=2$, при 1П+13 задвижване - при $x=1$, а при 2П+13 задвижване - най-малка при $x=2$ и $y=1$.

Литература

- Станев, Б. 1975. *Транспортъри лентови. Изчисляване*. Интрансмаш.
- Conveyor belt technique. Design and calculation. Dunlop. 2009.
- K. Dzhustrov, Zh.Iliev. 2022. Study of the electromechanical load of the motor-reducer group for a double drum drive of a belt conveyor. *Journal of Physics. International Conference of Earth Science (EEPES 2002)*, Varna.
- Phoenix conveyor belt design fundamentals. DIN 22101. Hamburg. 2004.