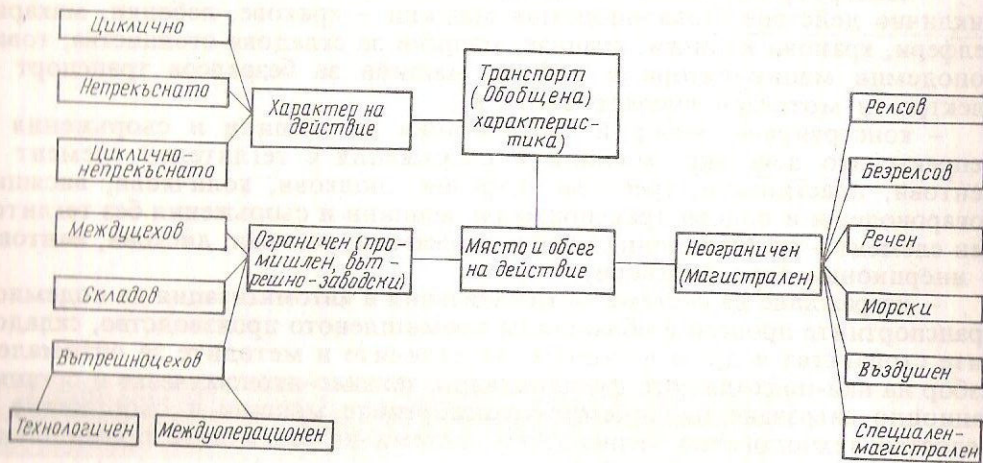


СРЕДСТВА ЗА ТРАНСПОРТ И ТОВАРО-РАЗТОВАРНИ ПРОЦЕСИ В МАТЕРИАЛНОТО ПРОИЗВОДСТВО И ТЯХНАТА КЛАСИФИКАЦИЯ

В съвременното материално производство и в сферата на обслужването постоянно се извършва преместване на товари и хора в различни точки на равнината и пространството. При това обсегът на преместването на товарите варира в широки граници – от разстояния, по-малки от един метър, до стотици и хиляди километри.

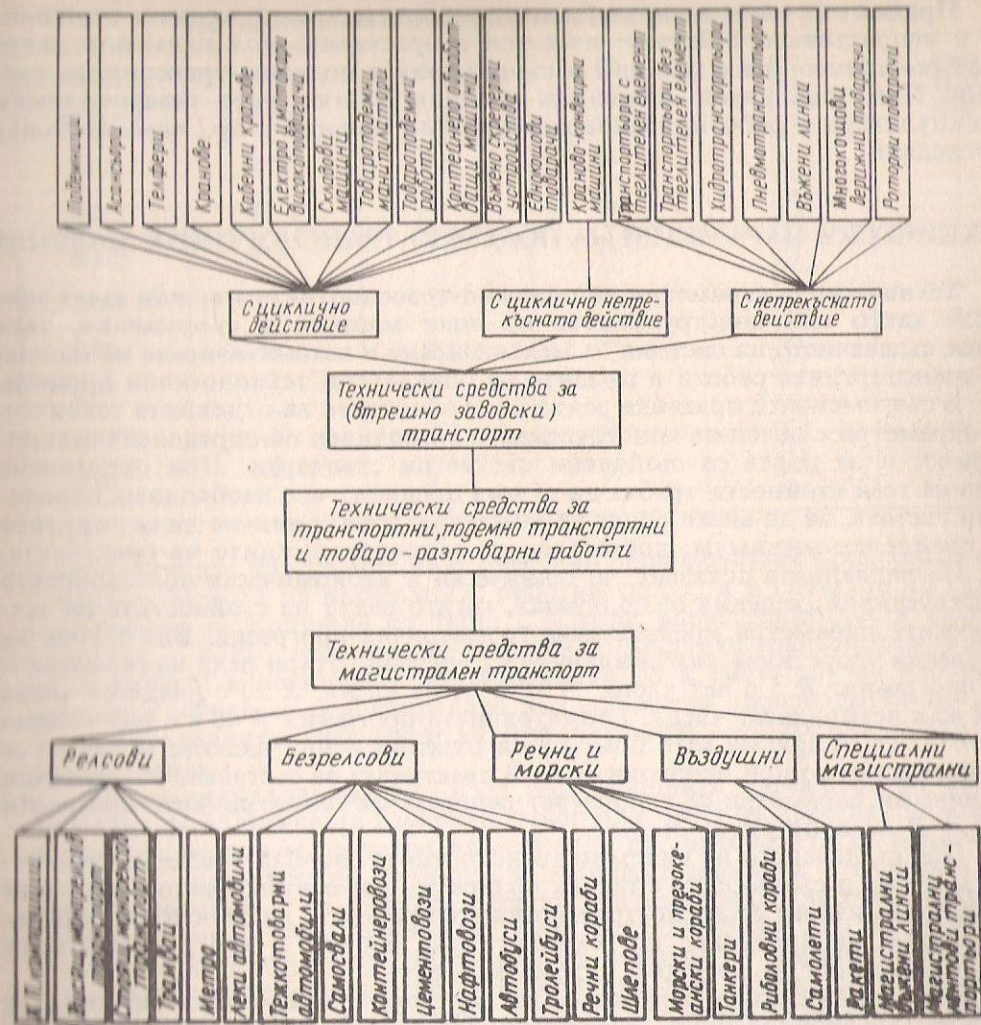
Съвкупността от действия, свързани с преместването на товарите, е прието да се нарича транспорт. В зависимост от вида на транспортните пътища и магистрали, мястото и обсега на действие и характера на движение транспортът като действие се категоризира в отделни качествени групи, които до голяма степен предопределят техническите средства за извършването му.

На фиг. 1 е представена схема на обобщена характеристика на транспорта. Както се вижда от нея, транспортът се дели на групи в зависимост от обсега и мястото на действие и от характера на движението.



Фиг. 1. Схема на обобщена характеристика на транспорта

Техническите средства за извършване на транспортните и товаро-разтоварните операции са извънредно разнообразни. На фиг. 2 е представено най-обобщено групиране на техническите средства, като е използвано основното деление съгласно схемата на транспортната характеристика за транспорта с ограничен обсега и транспорта с неограничен обсега на действие. Основен белег, който определя качествата и разновидностите на техническите средства с ограничен обсега (вътрешнозаводския транспорт) е характерът на действието. Според него тези технически средства се делят на три подгрупи: с циклично действие, с непрекъснато действие и с циклично-непрекъснато действие. При техническите средства с неограничен обсега на



Фиг. 2. Технически средства за транспорт и товаро-разтоварни работи

действие делението според характера на движението не е от значение. В това отношение изключение правят само специализираните технически средства с неограничен обсега, като магистралните лентови транспортьори, вървените линии, магистралния тръбен хидротранспорт. Тези съоръжения имат много общо със съоръженията за непрекъснат транспорт.

Представената на фиг. 2 подробна схема на техническите средства за транспорт и товаро-разтоварни работи е изградена по определени принципи. От схемата се вижда и класификацията на разнообразните машини и съоръжения от тази област. Към групата на техническите средства с ограничен обсега в схемата са добавени и някои по-специални машини за извършване на транспортни и товаро-разтоварни работи за насипни материали, като краново-конвейерни машини и различни видове товарачи. По този начин техническите средства за транспортни, подземни и товаро-разтоварни работи са представени в по-пълен вид независимо от различията в конструкцията им.

Ред на стойностите на номиналните товароподемности Q в т

0,01	0,1	1	10	100	1000
0,0125	0,125	1,25	12,5	112	1120
0,016	0,16	1,6	16	125	1250
0,02	0,2	2	20	140	—
0,025	0,25	2,5	25	160	—
0,032	0,32	3,2	32	180	—
0,04	0,4	4	40	200	—
0,05	0,5	5	50	225	—
0,063	0,63	6,3	63	250	—
0,08	0,8	8	80	280	—
—	—	—	—	320	—
—	—	—	—	360	—
—	—	—	—	400	—
—	—	—	—	450	—
—	—	—	—	500	—
—	—	—	—	560	—
—	—	—	—	630	—
—	—	—	—	710	—
—	—	—	—	800	—
—	—	—	—	900	—

Предмет на настоящия учебник са машините и съоръженията с циклично и непрекъснато действие, известни в практиката под наименованието подемно-транспортни машини и съоръжения и подемно-транспортни системи. При това някои специални машини от тях, като товароподемни манипулатори и роботи, краново-конвейерни машини и др., няма да бъдат разглеждани.

ТЕХНИЧЕСКИ ПАРАМЕТРИ НА ПОДЕМНО-ТРАНСПОРТНИТЕ МАШИНИ

Техническите параметри на подемно-транспортните машини имат значение както при конструирането на нови машини и съоръжения, така и при създаването на системи за механизизиране и автоматизиране на подемно-транспортните работи в рамките на определени технологични процеси.

В съвременната практика редът на стойностите на отделните технически параметри с оглед на конструирането е подчинен на определена закономерност и за целта са създадени съответни стандарти. При определяне реда на тези стойности трябва да се има предвид, че е необходима определена гъстота, за да може броят на номенклатурните видове да се редуцира до определен минимум, достатъчен да задоволи нуждите на практиката.

Изследванията показват, че технически и икономически целесъобразни конструктивни решения се получават, когато редът на стойностите на техническите параметри представлява геометрична прогресия. Въз основа на съответни теоретични разглеждания са получени четири реда на геометрични прогресии: $R 5$ с пет члена, $R 10$ с десет члена, $R 20$ с двадесет члена и $R 40$ с четиридесет члена. Геометричната прогресия $R 40$ е с най-голяма гъстота. Тя се приема като помощна и отделни нейни членове могат да се използват само при необходимост. В практиката за съставяне на различни технически параметри се използват редовете на геометричните прогресии $R 5$ и $R 10$ и по-рядко $R 20$.

При създаването на подемно-транспортните системи трябва да се избират машини и съоръжения с такива технически параметри, които позволяват да се оптимизират подемно-транспортните процеси и да се осигури определен ритъм на протичане на технологичния процес, а при необходимост — и възможност за неговото автоматизиране.

Към техническите параметри на подемно-транспортните машини се отнасят: товароподемност (товароносимост), товаровместимост, скорости на работните движения, производителност, височина на издигане на товарите и някои геометрични размери, характерни за машините като цяло или отделни техни възли.

Товароподемност. Товароподемността Q като основен параметър на ПТМ се изразява с масата на вдигания товар в kg или t. За удобство при изчисляването на ПТМ и техните елементи тук се въвежда понятието „тегловна товароподемност“ Q_F , изразена с теглото на вдигнатия товар в N, съответно в kN. С достатъчна за практиката точност се приема $Q_F = 10 Q$.

Обикновено в товароподемността Q се включва и масата на товарозахващащото устройство. Когато масата на товарозахващащото устройство е по-малка от $0,1 Q$, за товароподемност при всички изчисления се приема само масата на полезния товар.

Регламентираните стойности на реда на товароподемностите са дадени в табл. 1.

Работни скорости. Работните скорости се избират в зависимост от характера и режима на работа, от вида и големината на товара и от

технологичните изисквания на съответния производствен процес. По-точна представа за реда на нормалните работни скорости и случаите на тяхното използване се получава от табл. 2. Прави впечатление доста големият диапазон, в който трябва да се избират нормалните транспортни скорости на лентовите и верижните транспортъори. И в двата случая изборът на скоростта зависи от реализирането на определена производителност, вида и конструктивните особености на транспортъора и материала, който ще се транспортира.

Геометрични параметри. Към геометричните параметри се отнасят: височина на издигане на товарите, отвор или обсег на действие на кранове, широчина на ролки, размери на вериги и др. Височината на издигане на товарите е сравнително свободна за избиране величина и варира в доста широки граници — от няколко десетки сантиметри до десетки метри (до 40 m и повече). Това зависи от вида на машините или съоръженията и мястото, където са предназначени да работят. Отворите на мостовите и порталните кранове са зависими величини и се определят от размерите на помещенията и вида на крана. Същото се отнася за обсега на действие на стреловите и конзолните кранове. Редът на широчините на лентовите транспортъори е от състената ($R 20$), но непълна геометрична прогресия (400, 500, 630, 800, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000, 2250, 2500, 2800, 3000 mm). За стъпките на различните видове вериги се използва също ред на геометрична прогресия (63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400 и 500 mm).

Производителност. Производителността на подемно-транспортните машини е съществен технически показател. За реализирането на определена производителност влияят редица фактори, които зависят от вида на машината. Така при машините и съоръженията с циклично действие производителността зависи от товароподемността и възможностите за нейното максимално използване, работните скорости, времената на неустановените движения (ускорителни и закъснителни), времената на захващане и освобождаване на товарите, паузи и др. Най-обобщено масовата производителност на машините с циклично действие може да се определи от

$$(1) \quad P_m = 3,6 k_1 k_2 \frac{m}{T_n} \text{ t/h,}$$

Ред на скоростите R 10	Приложение			
	0,315 0,4 0,5 0,63 0,8	Верижни транспортъори, m/min	Подемна скорост при монтажни кранове, m/min	Честота на въртене при въртящи кранове, m/min
1,0 1,25 1,60 2,0 2,50 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0				
10,0 12,5 16,0 20,0 25,0 31,5 40,0 50,0 63,0 80,0	Лентови транспортъори, m/min	Елеватори, m/min	Подемна скорост при грайферни кранове, m/min	Подемна скорост при електро- и мотокари високоповдигачи, m/min
100 125 160 200 250 315 400 500			Подемна скорост на мостови кранове в цехове и складове, m/min	
			Подемна скорост при пристанищни кранове, m/min	Скорост на постъпателно движение на кранови колички при кабелни кранове, m/min
			Транспортна скорост на електро- и мотокари високоповдигачи, m/min	

където m е масата на полезния товар в kg;
 T_n – времетраенето на един работен цикъл в s, (вж. т. 2.1.2);
 k_1 – коефициент на използване на номиналната товароподемност (варира от 0,3 до 1,0);
 k_2 – коефициент, с който се отчита неравномерността на доставянето на товарите (варира от 0,4 до 1).

При машините и съоръженията с непрекъснато действие производителността зависи от вида, конструкцията и параметрите на транспортъора и от вида и качествата на транспортирания материал. Най-обобщено масовата производителност на машините с непрекъснато действие за транспортиране на насипни материали се определя по формулата

$$(2) \quad \Pi_m = 3,6 q_T v \text{ t/h,}$$

където q_T е линейната маса на товара (равномерно разпределена маса на единица дължина) в kg/m;
 v – скоростта на движение на носещия елемент в m/s.
 Масовата производителност на същите транспортъори за транспортира-

не на единични товари се определя от

$$(3) \quad \Pi_m = 3,6 \frac{m}{a} v \text{ t/h,}$$

където m , е масата на единичния товар в kg;
 a – разстоянието между единичните товари в m;
 v – скоростта на движение на носещия елемент в m/s.

РЕЖИМИ НА РАБОТА, НАТОВАРВАНИЯ И НА ЧИНИ НА ПРЕСМЯТАНЕ

Режими на работа. Важна характеристика за подемно-транспортните машини и съоръжения с циклично действие представляват режимите на работа. Според режимите на работа тези машини и съоръжения и техните механизми се обособяват в отделни групи. Под режим на работа на експлоатация се разбират фактори, чрез които се определят условията на експлоатация и които оказват влияние върху умората и надеждността на градивните елементи и възли на машините. Тези фактори, определени статистически, се спектрите на натоварването и честотата и продължителността на тяхното действие. Статистическите стойности на спектрите на натоварванията, честотата и продължителността на действието им са стохастични стойности и се разпределят в широк интервал. На практика за опростяване на изчисленията и създаване на по-малък брой номенклатурни единици на произвежданите изделия стойностите се групират в окупнени групи и чрез тях се определят режимите на работа на механизмите и машините и съоръженията като цяло. При това режимът на работа за всеки механизъм се определя отделно, а режимът на работа на металната конструкция като цяло се определят по режима на работа на крана.

В нашата страна (БДС 8916–81), в зависимост от класа на използване A за продължителността на работа на механизма и класа на натоварване B са възприети шест групи на режима на работа (табл. 3).

Таблица 3

Групи на режима на работа

Режим на работа	Много лека	Лека	Средна	Средно тежка	Тежка	Много тежка
Обозначения по БДС	1	2	3	4	5	6

Класът на използване A за продължителността на работа се определя в зависимост от общото време, предвидено за експлоатация на механизма, т.е. време, през което механизмът е в движение независимо дали е натоварен или ненаатоварен. Седемте класа на използване A са приведени в табл. 4.

Таблица 4

Класове на използване A в зависимост от продължителността на работа на механизма

Общо време на работа в h	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000
Клас на използването	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6

(4)

$$k_{\text{нат}} = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\left| \frac{M_i}{M_{\text{max}}} \right| \right)^3 \frac{t_i}{\sum_{i=1}^{i=n} t_i},$$

където $\left| \frac{M_i}{M_{\text{max}}} \right|$ е абсолютната стойност на отношението на действащото

към максимално възможното натоварване с отчитане на динамичните натоварвания (моменти или сила);

t_i – времето на действие на натоварването M_i ;

$\sum_{i=1}^{i=n} t_i$ – сумарното време на работа на механизма.

В съответствие с изчислената стойност на коефициента $k_{\text{нат}}$ класът на натоварването се определя от табл. 5. Когато липсват данни за пресмятане по формула (4), БДС допуска да се приемат стойности само въз основа на качествената характеристика на натоварването.

Въз основа на определените от табл. 4 клас на използването по време и от табл. 5 клас на натоварването в съответствие с табл. 3 се определя и режимът на работа на подемно-транспортната машина с циклично действие (табл. 6).

Класове на натоварването *B*

Таблица 3

Коефициент на натоварването	Качествена характеристика на натоварването	Клас на натоварването
$k_{\text{нат}} \leq 0,125$	Работа с натоварвания, значително по-малки от номиналното и в много редки случаи с номинално натоварване	<i>B1</i>
$0,125 < k_{\text{нат}} \leq 0,25$	Работа с натоварвания, по-малки от номиналното, а също така и с номинални натоварвания	<i>B2</i>
$0,25 < k_{\text{нат}} \leq 0,5$	Работа предимно с натоварвания, близки до номиналното и с номинално натоварване	<i>B3</i>
$0,5 < k_{\text{нат}} < 1,0$	Постоянна работа с номинални натоварвания или много близки до номиналните	<i>B4</i>

Групи на режими на работа

Таблица 6

Клас на натоварването <i>B</i>	Клас на използване на механизма <i>A</i>						
	<i>A0</i>	<i>A1</i>	<i>A2</i>	<i>A3</i>	<i>A4</i>	<i>A5</i>	<i>A6</i>
<i>B1</i>	1	1	1	2	3	4	5
<i>B2</i>	1	1	2	3	4	5	6
<i>B3</i>	1	2	3	4	5	6	6
<i>B4</i>	2	3	4	5	6	6	6

Групите на режимите на работа на металните конструкции и на товароподемните кранове се определят въз основа на БДС 16570–86. Тук в зави-

на на приети 10 класа на използването *N* (табл. 7). Класът на натоварването на металните конструкции се определя от табл. 5, след като се определи коефициентът на натоварването K_x . При стъпаловиден спектър на натоварването коефициентът на натоварване K_x се определя по формулата

$$K_x = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{Q_i}{Q_{\text{max}}} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_{\text{max}}},$$

където Q_i е масата на товара и товарозахващащия орган, премествана N_i броя цикли;

Q_{max} – номиналната товароподемност на крана, включително и масата на товарозахващащия орган;

N_i – броят работни цикли на крана с товар с маса Q_i ;

N_{max} – общият брой работни цикли на крана за пълния срок на експлоатацията му; като $N_{\text{max}} = \sum N_i$.

Групата на режима на работа на крана се определя с помощта на табл. 8. При липса на достатъчна информация за определяне на класа на натоварването и класа на използването на крана може да се ползват данните за подемния механизъм. При това следва да се има предвид, че на групата

Клас на използване *N*

Таблица 7

Клас на използване	Общ брой работни цикли на крана за пълния срок на експлоатацията му	
<i>N0</i>	до $1,6 \cdot 10^4$	
<i>N1</i>	над $1,6 \cdot 10^4$	" $3,2 \cdot 10^4$
<i>N2</i>	" $3,2 \cdot 10^4$	" $6,3 \cdot 10^4$
<i>N3</i>	" $6,3 \cdot 10^4$	" $1,25 \cdot 10^5$
<i>N4</i>	" $1,25 \cdot 10^5$	" $2,5 \cdot 10^5$
<i>N5</i>	" $2,5 \cdot 10^5$	" $5 \cdot 10^5$
<i>N6</i>	" $5 \cdot 10^5$	" $1 \cdot 10^6$
<i>N7</i>	" $1 \cdot 10^6$	" $2 \cdot 10^6$
<i>N8</i>	" $2 \cdot 10^6$	" $4 \cdot 10^6$
<i>N9</i>	" $4 \cdot 10^6$	

Таблица 8

За групите на режима на работа на крана и на металната конструкция

Клас на използване	Група на режима на работа на крана за клас на натоварване			
	<i>Q1 (B1)</i>	<i>Q2 (B2)</i>	<i>Q3 (B3)</i>	<i>Q4 (B4)</i>
<i>N0</i>	<i>K1</i>	<i>K1</i>	<i>K1</i>	<i>K2</i>
<i>N1</i>	<i>K1</i>	<i>K1</i>	<i>K2</i>	<i>K3</i>
<i>N2</i>	<i>K1</i>	<i>K2</i>	<i>K3</i>	<i>K4</i>
<i>N3</i>	<i>K3</i>	<i>K4</i>	<i>K5</i>	<i>K6</i>
<i>N4</i>	<i>K3</i>	<i>K4</i>	<i>K5</i>	<i>K6</i>
<i>N5</i>	<i>K4</i>	<i>K5</i>	<i>K6</i>	<i>K7</i>
<i>N6</i>	<i>K5</i>	<i>K6</i>	<i>K7</i>	<i>K8</i>
<i>N7</i>	<i>K6</i>	<i>K7</i>	<i>K8</i>	<i>K9</i>
<i>N8</i>	<i>K7</i>	<i>K8</i>	<i>K9</i>	<i>K9</i>
<i>N9</i>	<i>K8</i>	<i>K9</i>	<i>K9</i>	<i>K9</i>

на режима на работа на подеменния механизъм / съответствуват приблизително режимите на работа на крана и конструкцията K1, K2 и K3, на 2 съответствува приблизително K4, на 3 - K5, на 4 - K6, на 5 - K7 и на 6 - K8 или K9.

Групата на режима на работа на кранове, които транспортират разтопен метал, товари с температура над 300°, отровни или взривни вещества и други опасни товари, трябва да се приема не по-ниска от K6, а когато това са самоходни стрелови кранове - не по-ниска от K3.

Режимът на работа на машините и съоръженията за непрекъснат транспорт се определя от действителното време на работа (експлоатация) на съоръжението и от натоварването му през целия експлоатационен срок.

Използуването на съоръжението по време се определя от класа на използване, който се характеризира с действителното време на работа в денонощие или с общото време на работа за пълния експлоатационен срок (табл. 9).

Класове на използване

Класове на използване	T1	T2	T3	T4	T5
Време на работа в денонощие, h	до 2	от 2 до 4	от 4 до 8	от 8 до 16	над 16
Общо време на работа, h	3200	6300	12 500	25 000	50 000

Степента на натоварване на съоръжението се характеризира с коефициента на използването му по производителност (коефициент на натоварване), който се определя по

$$(6) \quad K_n = \frac{P_i}{P_{max}} \cdot \frac{t_i}{\sum t_i}$$

където P_i е производителността на съоръжението за периода от време t_i , P_{max} - максималната производителност и $\sum t_i$ - общото време на работа на съоръжението. Класовете на натоварване са дадени в табл. 10.

Клас на използване по производителност

Клас на натоварване	П1	П2	П3
Коефициент на натоварване K_n	до 0,25	над 0,25 до 0,5	над 0,5 до 1,0

Режимът на работа на съоръжението се определя на основата на класа на използване и класа на натоварване по табл. 11.

Режимите на работа се използват при оразмеряването на съоръженията за непрекъснат транспорт и техните елементи.

Натоварвания и начини на пресмятане. През време на експлоатацията механизмите и металните конструкции на машините и съоръженията с циклично действие се натоварват по твърде разнообразен начин и в различни комбинации на натоварващите ги сили.

С оглед да се внесе уеднаквяване при тяхното пресмятане са въведени изчислителни комбинации на натоварванията.

Таблица 11

Режим на работа

Клас на използване	Клас на натоварване		
	П1	П2	П3
T1	H1	H1	H2
T2	H1	H2	H3
T3	H2	H3	H4
T4	H3	H4	H5
T5	H4	H5	H5

Изчислителните комбинации при изчисляване на механизмите и елементите към тях са следните:

I случай. Нормално натоварване в работно състояние. Машините и съоръженията са подложени на действието на следните сили, с които се извършва изчисляването:

- сили на тежестта при номинална стойност на полезния товар и на собствената маса на товарозахващото устройство;

- сили на тежестта на съответните собствени маси на елементите на механизма;

- сили на триене в лагеруванията и съпротивленията при пътуване;

- сили при нормален наклон на пътуване и нормално състояние на пътя;

- сили на люлеене на плаващи съоръжения (крен);

- сили от вятър при скорости на вятъра, при които се допуска нормална работа на машините и съоръженията, които работят на открито;

- динамични сили, възникващи при нормално пускане и спиране на механизмите.

В този случай елементите на механизмите се пресмятат на якост, а онези от тях, които участвуват в постоянно променящи се натоварвания - и на умора, без да се вземе предвид ветровото натоварване. Коефициентът на сигурност се приема съобразно изискванията на този случай на натоварване.

II случай. Максималното натоварване в работно състояние. Изчисленията за втори случай на натоварване се правят от действието на следните сили:

- сили на тежестта при нормална стойност на полезния товар и на собствената маса на товарозахващото устройство;

- сили на тежестта на съответните собствени маси на елементите на механизма;

- сили на триене в лагеруванията и съпротивленията при пътуване;

- сили при максимален наклон на пътуване и нормално състояние на пътя;

- сили на люлеене на плаващи съоръжения (крен);

- динамични сили, възникващи при рязко пускане и спиране на механизма;

- сили от максимално натоварване от вятър, получени при максимални скорости, при които се допуска експлоатация на машините.

Елементите на механизмите при втория случай на изчислителна комбинация се изчисляват на якост с коефициенти за сигурност, характерни за тази комбинация. За да се избегнат изненади от появата на по-големи динамични натоварвания, максималното работно натоварване се ограничава с подходящи предпазни устройства - преплъзващи съединители, срязващи се предпазни винтове, шпилки, нитове и др. При механизмите за пътуване динамичните претоварвания са ограничени вследствие възможността от буксуване на ходовите колела.

III случай. Максимално натоварване в неработно състояние. Тази изчислителна комбинация се отнася за машините и съоръженията, които работят на открито. Изчисленията се правят от действието на следните сили:

- сили на тежестта от съответните собствени маси;
- ветрови сили от ураганен вятър;
- сили от резки изменения на температурата и внезапно покриване на конструкцията с лед.

Противоветрените устройства, спирачката на механизма за пътуване на крановата количка, механизмът за изменение обсега на стрелата, опорните устройства на въртящите се конструкции при третия случай на натоварване се пресмятат на якост с коефициент за сигурност за тази комбинация.

В т. 2.6.1 са дадени някои сведения за определяне на ветровото натоварване. Специално за случаите, които се отнасят до пресмятането на механизмите на товароподемни машини, които работят на открито, следва да се имат предвид следните най-общии препоръки:

- при първа изчислителна комбинация средното повърхностно налягане върху наветрената площ се приема за машини, които не са в близост до море: $p_a = 90 \text{ Pa}$, а за машини, които работят в пристанища или в непосредствена близост до крайбрежната ивица – $p_a = 150 \text{ Pa}$;

- при втора изчислителна комбинация, съответно $p_a = 150 \text{ Pa}$ за машини, които не са в близост до море, и $p_a = 250 \text{ Pa}$ за машини, които работят в непосредствена близост до море и в пристанищата;

- при трета изчислителна комбинация повърхностното налягане върху наветрената площ се приема в съответствие с предписанията (например $p_a = 350, 450$ или 550 Pa в зависимост от ветровата зона).

Изчислителните комбинации, които са свързани с пресмятанята на металните носещи конструкции, имат някои особености, поради което в т. 2.6.1 са дадени допълнителни данни и обяснения.

Пресмятането на елементите на механизмите и металните конструкции на машините и съоръженията с циклично действие може да се осъществи по три метода: метод на допустимите напрежения, метод на граничните състояния и метод по вероятност за безотказна работа. Най-широко приложение намират методите на допустимите напрежения и граничните състояния.

Изчисленията на механизмите, елементите към тях и носещите конструкции при машините и съоръженията за непрекъснат транспорт имат за всеки вид и конструктивно решение свои особености, поради това тези въпроси ще бъдат разгледани в гл. 4.

ФАКТОРИ ЗА ОЦЕНКА И ИЗБОР НА ПОДЕМНО-ТРАНСПОРТНИ МАШИНИ И СЪОРЪЖЕНИЯ

Голямото разнообразие на видовете и техническите параметри на подемно-транспортните машини и съоръжения позволява при решаване на едни и същи задачи от гледна точка на подемно-транспортните процеси да бъдат използвани различни по вид машини или системи от машини. Преценката, какви подемно-транспортни машини и съоръжения или каква комбинация от такива машини е най-подходяща за даден конкретен случай, е сериозна и отговорна задача. Това налага не само да се познават много добре качествата на различните машини и съоръжения, но и задълбочено да бъдат проучени технологията и организацията на съответното производство и свързаните с него подемно-транспортни процеси.

Поради голямата роля на подемно-транспортните машини в различни-

те отрасли изборът на единични машини или системи от машини трябва да става въз основа на следните изисквания:

- да притежават съответните технически параметри, чрез които се удовлетворяват изискванията за определени производителности съобразно вида и свойствата на транспортираните материали;

- да отговарят най-добре на характера и изискванията на производствения процес, като се отчитат видът на транспортното трасе или обслужващото пространство, начинът и мястото на захранване и разтоварване, експлоатационните условия на работа;

- да имат високи показатели на надеждност;

- да имат висока степен на унификация както по отношение на използваните машини в общата подемно-транспортна система, така и по отношение на възлите на всяка машина поотделно;

- да заемат малко място и да се обслужват и поддържат лесно;

- да са пригодни за дистанционно управление и автоматично действие;

- да не повреждат товарите при транспортиране;

- да отговарят максимално на условията за безопасност и хигиена на труда.

В някои случаи могат освен посочените да се предявят и допълнителни изисквания. Пример в това отношение представляват машините и съоръженията, които работят в подземните рудници.

Възможните от техническа гледна точка решения се подлагат на икономически анализ и оценки, въз основа на които се прави избор на най-подходящия вариант. Оптимален се счита този вариант, който най-добре удовлетворява изброените по-горе изисквания и същевременно се явява икономически най-рентабилен.

1. ЕЛЕМЕНТИ И ВЪЗЛИ НА МАШИНИТЕ С ЦИКЛИЧНО ДЕЙСТВИЕ

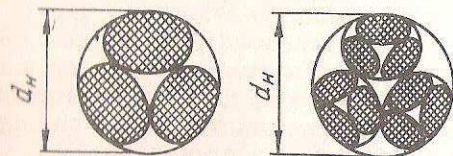
1.1. ГЪВКАВИ ЕЛЕМЕНТИ

Основен елемент при изграждане на подедни и подобни на тях механизми са гъвкавите елементи. Освен това някои от тях намират приложение като неподвижни обтегачи (при мачтово-стрелови кранове и въжени линии), като ходов път (при въжени линии) и като елементи за връзване на товарите. Към групата на гъвкавите елементи се отнасят въжетата и веригите.

1.1.1. ВЪЖЕТА

Неметални въжета. За направата на неметални въжета се употребяват влакна от коноп (руски, новозеландски, италиански и др.), манила, сизал и синтетични материали (найлон).

Якостните качества на неметалните въжета зависят от вида на употребения материал и степента на усукване. Неметалните въжета са с ниски механични качества, поради което намират малка употреба като гъвкав елемент, и то при прости подедни механизми с ръчно задвижване. Те намират по-голямо приложение за връзване на товарите.



Фиг. 1.1. Напречни сечения на неметални въжета

Неметалните въжета се правят от три снопчета или три отделни въженца (фиг. 1.1). Снопчетата се образуват от отделни върви. Посоките на усукване на снопчето около оста на въжето и на вървите около оста на снопчето са различни. Този начин на изработване не позволява въжето да се разсуква при натоварване.

Диаметърът на неметалните въжета се определя от условието за определяне на напрежението при опън

$$(1.1) \quad d_n = \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi[\sigma]}}$$

където d_n е номиналният диаметър на въжето (диаметър на описаната окръжност около напречното сечение на въжето);

F_{\max} – максималната опъваща сила;

$[\sigma]$ – условно допустимото напрежение (за конопени въжета се приема около 10 МПа).

Стоманени въжета. Стоманените въжета се изготвят от определен брой усукани в определен ред телчета с голяма якост на опън ($\sigma_B = 1300-2000$ МПа). Голямата якост на опън се постига чрез специална технология на изтегляне на телчетата.

Изтеглените телчета заедно с определен вид сърцевина служат за усукване на различни видове въжета.

За сърцевина се използват кръгло или профилно стоманено телче, снопче от стоманени телчета, сърцевина от растителен или минерален произход. При товароподемните въжета най-голямо приложение намира сърцевината от растителен произход.

Конопената сърцевина създава податлива основа, която се отразява благоприятно върху разпределението на натоварването между снопчетата. Тя се напоява с масло и служи като резервоар за мазането на телчетата, съставлящи въжето.

За сърцевина от минерален произход се използва азбестът. Въжетата, изработени с азбестова сърцевина, намират приложение при товароподемни машини, които работят при високи температури, каквито са металургичните кранове.

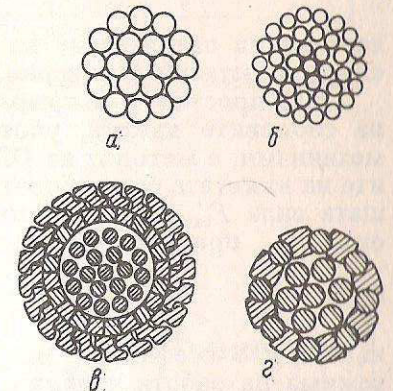
Стоманените въжета в зависимост от формата на напречното им сечение биват плоски и кръгли. Най-голямо приложение в практиката намират въжетата с кръгло сечение. В зависимост от броя на телчетата и снопчетата, посоката на усукване и употребената сърцевина се получават голям брой разновидности въжета.

Кръглите стоманени въжета с единично усукване се наричат спирални (фиг. 1.2). Отделните слоеве от телчетата при тях са усукани около метална сърцевина. Посоката на усукване на всеки следващ слой е обратна на посоката на предходния. Телчетата при спиралните въжета са с по-големи размери в сравнение с останалите разновидности въжета. Поради това те са по-корави и не са удобни да се използват като подедни въжета при товароподемните машини. Спиралните въжета или специалните им разновидности намират приложение при въжените линии и кабелните кранове.

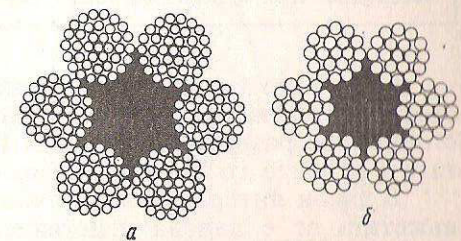
Двойно усуканите въжета се наричат снопови. Сноповите въжета се състоят от отделни снопчета, усукани около растителна или от минерален произход сърцевина. Снопчетата се правят от определен брой телчета, усукани около метално телче в няколко слоя. За разлика от спиралните въжета телчетата в отделните слоеве на снопчето са усукани в една и съща посока. При еднаква посока на усукване на снопчетата и телчетата около оста се получават паралелно усукани въжета, а при различна – кръстосано.

Когато всички телчета, които съставят отделните снопчета, са с еднакъв диаметър, получават се нормални снопови въжета (фиг. 1.3). Тъй като допирането между отделните телчета става в точка, те са известни и като въжета с точково допиране (ТК въжета).

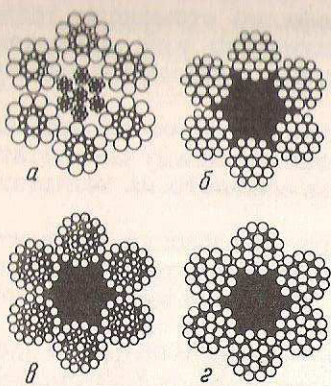
Когато телчетата, които съставят снопчетата, са с различни диаметри, получават се т.нар. компаундвъжета. Допирането между отделните телчета при компаундвъжетата става по линия, поради което те се наричат още въжета с



Фиг. 1.2. Напречни сечения на спирални въжета
а, б – отворени; в – затворени; г – полузатворени



Фиг. 1.3. Напречни сечения на ТК въжета
а – ТК 1+6+37; б – ТК 1+6+19



Фиг. 1.4. Напречни сечения на ЛК въжета

картина на натоварване на отделните телчета е трудно да се обхване в едно единствено уравнение.

Най-простият и същевременно много разпространен начин за избиране на сноповите въжета, употребявани като гъвкав елемент при подедни механизми, е методът на ГОСГОРТЕХНАДЗОРА. Чрез този метод размерите на въжетата се подбират, като се използва връзката между разрушаващата сила $F_{раз}$ на даденото въже и действителната максимална сила на опън F_{max} при работни условия:

(1.2)

$$F_{раз} \geq k F_{max}$$

където k е коефициент на сигурност, който се избира в зависимост от режима на работа и вида на съответния механизъм (табл. 1.1).

Избор на коефициента на сигурност k за пресмятане на подедни и теглещи въжета (по БДС 15164-80)

Таблица 1.1

При ръчно задвижване	При задвижване от двигател и група на режима на работа				
	1, 2 и 3	4	5	6	6
4,0	5,0	5,5	6,0	6,0	6,0

Забележка: При вдигане на хора $k \geq 9$.

След като се определи дясната страна на уравн. (1.2), се избира от съответните таблици с техническите данни за въжетата въже с най-близка стойност за разрушаващата сила при избрана якост на материала на телчетата σ_B , която го удовлетворява.

В някои литературни източници в таблиците за техническите данни на въжетата не е дадена действителната разрушаваща сила $F_{раз}$ на въжето като цяло, а теоретичната разрушаваща сила, получена като произведение на металното сечение A_m и якостта на опън σ_B . В такива случаи действителната разрушаваща сила може приблизително да се определи от израза

линейно допиране (ЛК въжета - фиг. 1.4).

При работа на открито, а в последно време и в механизмите на асансьорите се използва специална конструкция поцинковани въжета със сърцевина снопче.

Както е известно от курса по съпротивление на материалите, за да се оразмери даден елемент, трябва да се определят вътрешните напрежения. Определянето на тези напрежения при въжетата е трудно, тъй като те са съставени от усукани телчета и под действие на сила само на опън наред с предварителните напрежения се появяват напрежения на опън, огъване, усукване и контактни напрежения. При преминаване на въжето през ролки и барабани към тях се добавят допълнителни огъващи, усукващи и контактни напрежения. Тези напрежения се появяват едновременно и са зависими едно от друго. Тази

(1.3)

$$F_{раз} \approx 0,83 F_{траз}$$

По време на експлоатация въжетата следва периодически да се преглеждат, почистват и мажат. Установено е, че редовното почистване и мазане на въжето влияе много благоприятно за продължаване на експлоатационния му срок.

1.1.2. ВЕРИГИ

Веригите намират сравнително малко приложение като подемен елемент при товароподемните машини. По-често те се срещат като теглителен елемент в т.нар. верижни транспортъори.

Вериги с овални звена. Те се образуват от отделни звена с овална форма, разположени в две взаимноперпендикулярни равнини (фиг. 1.5).

Изходният материал за изработване на звената е прътъва нисковъглеродна стомана с кръгло сечение, с дребнозърнест строеж, без съдържание на фосфор и сяра. Съдържанието на въглерода не трябва да надвишава 0,12%, с което се гарантира лесното заваряване на краищата на отделните звена.

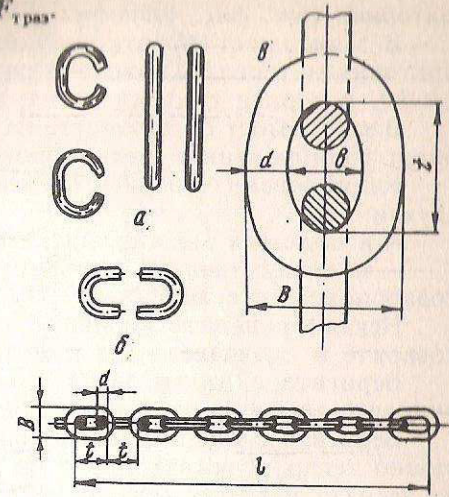
Веригите с овални звена се изработват по следните начини: ковашко заваряване; пресоване в матрици на нагретите до определена температура изходни звена; електроконтактно заваряване.

Изработените по един от изброените начини вериги се подлагат на оттриване, за да се отстранят вътрешните напрежения.

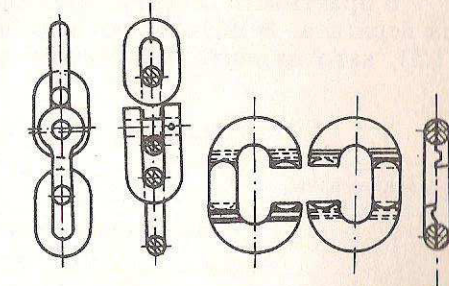
Веригите с овални звена се изработват по поръчка с определена дължина. По желание няколко вериги могат да се съединят със специални съединителни звена (фиг. 1.6). Съединителните звена могат да се използват и за подмяна на силно износени или счупени звена на веригата.

За да се получат по-здрави звена, в някои случаи те се укрепват напречно (фиг. 1.7).

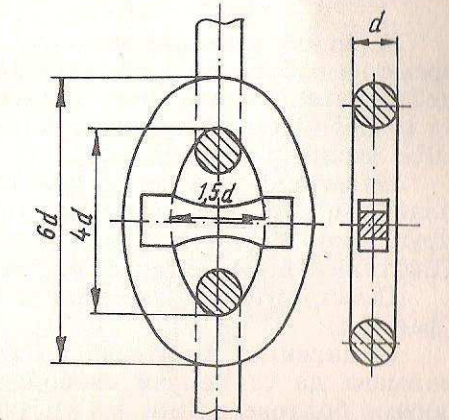
Основните размери на звеното на веригата са: стъпка t , малка ширина (вътрешна) b , голяма ширина (външна) B и диаметър d на изходния прътъв



Фиг. 1.5. Вериги с овални звена
а, б - изходен материал и оформление на звената; в - звено; г - верига



Фиг. 1.6. Съединителни звена за вериги с овални звена



Фиг. 1.7. Вериги с овални звена и напречно укрепване

материал (вж. фиг. 1.5).

В зависимост от отношението между стъпката t и диаметра d на прътовия материал на звеното различаваме вериги с къси звена, при които $t < 3d$, и вериги с дълги звена, при които $t \geq 3d$.

В зависимост от точността на изработване на отделните звена веригите биват калибровани и некалибровани.

Калиброваните вериги с къси звена намират приложение в следните случаи:

- в подедни механизми като гъвкав елемент;
- за осъществяване на ръчното задвижване на отделни механизми при товароподедните машини.

Некалиброваните вериги с къси звена се използват за връзване на товарите и окачването им към товарозахващащото устройство.

Веригите с дълги звена намират приложение главно при някои от видовете верижни транспортъри.

Веригите с овални звена имат съществени недостатъци: голямо собствено тегло, чувствителност на ударни натоварвания, внезапно скъсване на звената и бързо износване. Положителните им качества са гъвкавост във всички посоки, просто и лесно изработване.

Скоростта на движение на веригата с овални звена, използвани при подедните механизми, се приема не по-голяма от 0,5 m/s.

Пресмятането на звената на веригата е трудно поради статичната неопределеност на вътрешните напрежения.

В практиката се използват опростени начини за пресмятане на звената на веригата. В случая (по подобие на въжетата) се използва формулата (1.2), като данните за коефициента на сигурност се вземат от табл. 1.2.

Коефициенти за сигурност k за вериги с овални звена

Таблица 1.2

Задвижване	Вид на веригата	
	некалибрована съвместна работа с гладки барабани	калибрована съвместна работа с ролки
Ръчно	3	3
Моторно	6	8

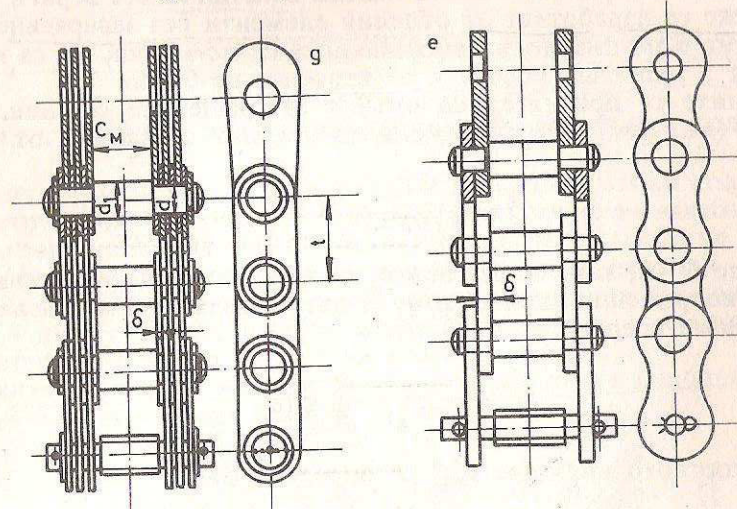
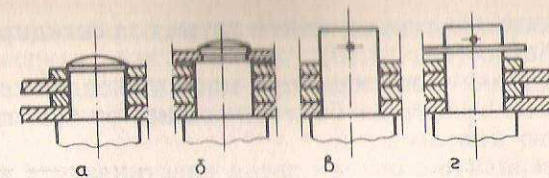
Веригите с овални звена се преглеждат поне веднъж в годината през време на работа, за да се установи състоянието им. Ако се констатира, че дебелината на някои звена е намалена повече от 10%, намалява се полезната товароподемност. Ако намалението на дебелината възлиза на повече от 20%, веригата се бракува.

Пластинчатите вериги. Пластинчатите вериги се състоят от отделни пластини, свързани с болтове, разположени на равни разстояния t един от друг. Броят i на пластините се определя от големината на натоварването. Пластините и свързващите болтове се изработват от стомана марка 40 или 45.

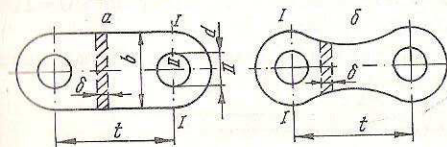
Пластините се закрепват с болтовете по един от следните начини (фиг. 1.8):

а) директно занитване на края на болта върху пластините, като се внимава да се получи свободно относително движение на пластините спрямо болтовете (фиг. 1.8 а); такава верига се използва за товароподемност до 2 т;

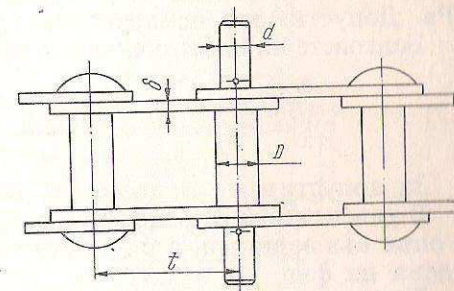
б) занитване на края на болта с подвижна шайба (фиг. 1.8 б); такава



Фиг. 1.8. Пластинчати вериги



Фиг. 1.9. Форми на пластини при пластинчатите вериги

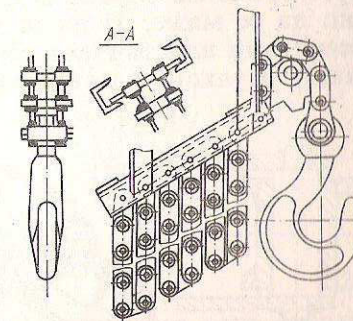


вериги се използват за товароподемност от 3 до 10 т;

в) закрепване посредством шплинт (фиг. 1.8 в) или шплинт и подложна шайба (фиг. 1.8 г); такива вериги се използват за товароподемност над 10 т.

При вериги със стъпка $t \geq 80$ mm пластините се правят с успоредни страни (фиг. 1.9 а), а при $t \leq 80$ mm – облекчен тип с форма на осмица (фиг. 1.9 б).

Пластинчатите вериги, употребявани като гъвкав подеден елемент, работят съвместно със специално верижно колело с оформени зъби и никога не се навиват на барабан. За да се събира свободният край, те се правят с удължени болтове,



Фиг. 1.10. Пластинчатата верига с удължени болтове за складиране

разположени през няколко стъпки, които служат за складиране на веригата в специално устройство (фиг. 1.10).

Скоростта на вдигане и спускане при машинно задвижван механизъм с пластинчатата верига не трябва да бъде по-голяма от 0,25 m/s при брой на зъбите на верижното колело $z \geq 8$.

В сравнение с веригите с овални звена пластинчатите вериги са по-сигурни, понеже се изработват от отделни елементи без заваряване. Движението при тях е по-плавно и деформациите са по-малки, но са по-скъпи, не се огъват в напречна посока и се износват по-бързо.

Пластините се пресмятат на опън в застрашените сечения. Така за сечение I-I (вж. фиг. 1.9) напрежението на опън се намира от

$$(1.4) \quad \sigma_{оп} = \frac{F_{max}}{i\delta(b-d)} \leq [\sigma].$$

В сечение II-II, като се разглежда тази част като дебелостенна тръба, най-голямо напрежение на опън има от вътрешната страна. Съгласно формулата на Ламе следва, че

$$(1.5) \quad \sigma_{оп} = p_{max} \frac{b^2 + d^2}{b^2 - d^2} \leq [\sigma].$$

Повърхностното налягане p_{max} се определя от

$$(1.6) \quad p_{max} = \frac{F_{max}}{i\delta d} \leq [p].$$

За стомана 40 или 45 допустимото напрежение $[\sigma]$ се приема 80–100 МПа. Допустимото повърхностно налягане се приема 8 МПа.

Болтовете на пластинчатата верига се пресмятат на срязване по формулата

$$(1.7) \quad \tau_{ср} = \frac{4F_{max}}{\pi i d^2} \leq [\tau].$$

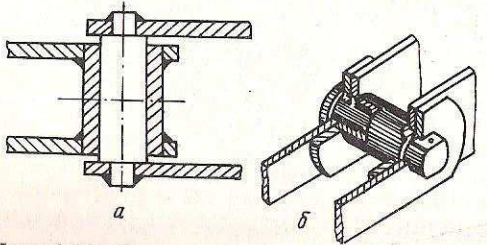
За допустимото напрежение на срязване се приема $[\tau] = 0,6[\sigma]$.

В равенствата са означени: с F_{max} – големината на максималната сила на опън във веригата, и с i – броят на пластините. Останалите величини са дадени на фиг. 1.8 и 1.9.

През време на работа пластинчатата верига трябва да се почиства и редовно да се маже, за да се намали интензивността на износването.

Специални пластинчатите вериги. Към специалните пластинчатите вериги се отнасят втулково-пластинчатите вериги. На фиг. 1.11 са показани две конструктивни решения, които се различават по начина на свързване на отделните съставлящи ги елементи.

При втулково-пластинчатите вериги пластините от едното звено са закрепени неподвижно за болта, а пластините от другото звено – за втулката, която обхваща болта и се върти около него. По този начин допирната повърхнина се увеличава и се намалява повърхностното налягане.



Фиг. 1.11. Специални пластинчатите вериги

не, а отгук и износването на елементите на веригата.

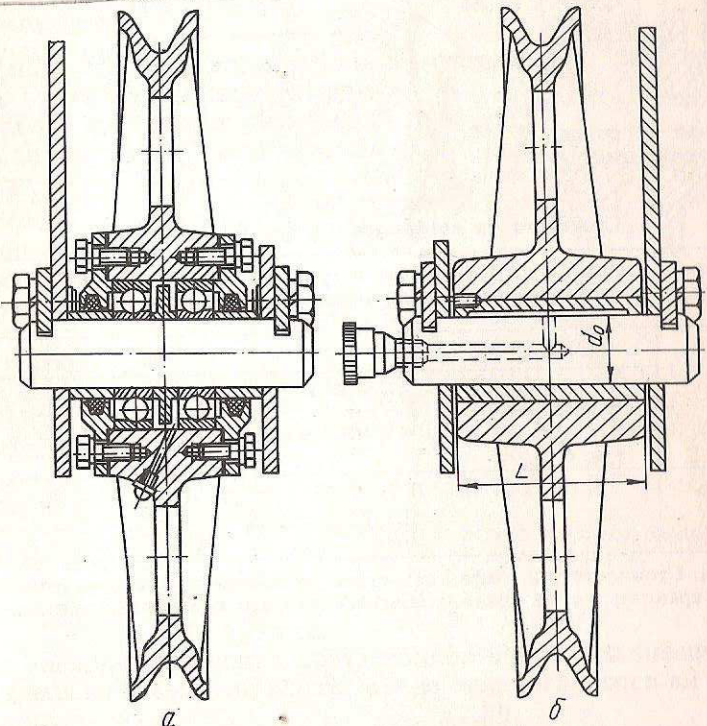
Този вид вериги, както и някои техни модификации са намерили приложение във верижните транспортъри в качеството на теглителен елемент. За тях ще бъде отделено по-голямо внимание в т. 4.2 „Верижни транспортъри“.

1.2. РОЛКИ, ПОЛИСПАСТИ И БАРАБАНИ

1.2.1. РОЛКИ ЗА ВЪЖЕТА И ВЕРИГИ. ВЕРИЖНИ ЗЪБНИ КОЛЕЛА

Ролките за въжета и вериги, както и верижните зъбни колела се оформят конструктивно по подобен начин с изключение на жлеба, в който се води гъвкавият елемент. Те са образувани от венец, главина и свързваща ги част (фиг. 1.12). Свързващата част може да се изпълни по различни начини. Така при ролки с малки размери тя е диск с отвори, при по-големи размери – диск с отвори и ребра, а при съвсем големи размери – отделни спици (от 4 до 6 на брой).

Ролките за вериги и въжета се монтират върху неподвижни оси на плъзгащи или търкалящи лагери.

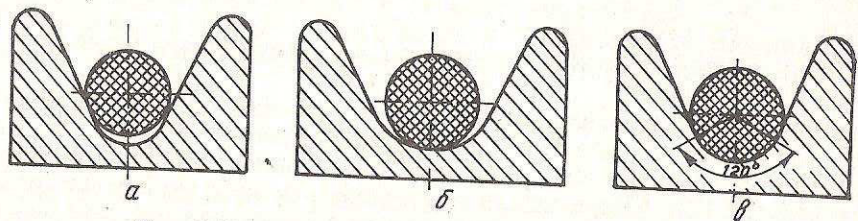


Фиг. 1.12. Ролки за въжета
а – на търкалящи лагери, б – на плъзгащи лагери

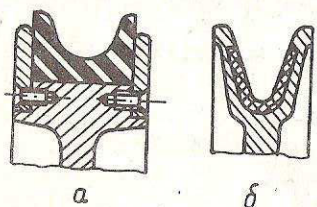
Ролки за въжета. Ролките за въжета се употребяват като направляващ елемент. Когато се налага да се употребят и за предаване на периферна сила, те се наричат шайби и имат по-особено оформление на жлеба.

Материалът за изработване на ролките за въжета при леките режими (1, 2 и 3) е чугун, а при тежките (4, 5 и 6) – лята стомана.

Жлебът на ролката се прави така, че да се осигури по-голяма допирна повърхнина между него и въжето, без да има опасност от заклиняване (фиг. 1.13). От представените три изпълнения само това на фиг. 1.13 в е правилно. С цел повишаване дълготрайността на въжетата понякога жлебът на ролката се облицова с пластмасови парчета (фиг. 1.14 а) или с парчета от гумена лента (фиг. 1.14 б).



Фиг. 1.13. Жлеб на ролки за въжета без облицовка



Фиг. 1.14. Жлеб на ролки за въжета с облицовка

Най-малкият диаметър на ролките, мерен по дъното на жлеба, трябва да удовлетворява условието

$$(1.8) \quad D = (e - 1)d_n,$$

където e е коефициент, който се избира в зависимост от предназначението и режима на работа на механизма (табл. 1.3); d_n – номиналният диаметър на въжето.

Стойности на коефициента e (по БДС 15164-80)

Таблица 1.3

Предназначение на въжетата	Начини на задвижване и група на режима на работа на механизма		Минимални стойности за e	
			I	II
Подемни и стрелови	ръчно	1, 2 и 3	18	16
			20	16
	от двигател	4	25	18
		5	30	20
		6	35	25
Телфери и лебедки		20		

Забележка. Стойностите в графа I се отнасят за всички обикновени кранове, а в графа II – за стрелови кранове, т.е. за кранове облекчен тип и с ограничени външни размери.

За образуване на двойни полиспасти се използват изравнителни ролки. Диаметърът на изравнителните ролки, мерен по дъното на жлеба, се избира

$$(1.9) \quad D_{изр} = 0,6D.$$

Огъването на въжето около ролки е съпроводено с известни съпротивления. Допълнителната съпротивителна сила W , приведена към венеца на ролката за въже, опънато със сила F , се определя от

$$(1.10) \quad W = \xi F.$$

При въжетата, употребявани като подемни, с достатъчна точност може да се приеме $\xi = 0,01 - 0,02$.

Ролки за вериги. Ролките за вериги с овални звена се изработват от чугун, като при по-тежки режими на работа може да се използва и лята стомана 25Л.

Ролките, предназначени за направляване на веригата, имат специално оформен жлеб (фиг. 1.15). Жлебът, показан на фиг. 1.15 а, е най-често срещан, понеже осигурява най-добри условия на работа на веригата. Жлебът от фиг. 1.15 б отговаря на намалено собствено тегло на ролката, но при него се намалява сигурността на прилягане на веригата. Жлебът от фиг. 1.15 в е с просто изпълнение, но не осигурява правилно нареждане на звената едно спрямо друго.

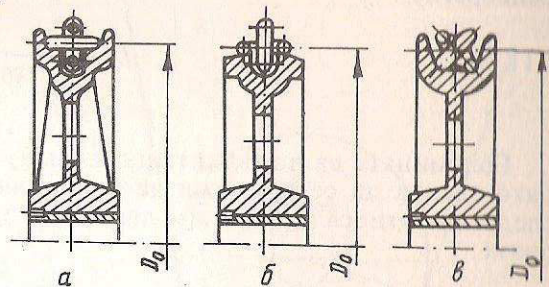
Номиналният диаметър на направляващите ролки за верига, мерен по средната линия на звената, се избира в зависимост от диаметъра d на прътовия материал, от който е изработена веригата. Така при ръчно задвижвани механизми се приема $D_0 \geq 20d$, а при машинно – $D_0 \geq 30d$.

Ролките за вериги, предназначени за предаване на въртящи моменти, се различават от направляващите ролки по начина на оформянето на жлеба. Жлебът се оформя във вид на отделни гнезда, които отговарят на формата и размерите на звената на калиброваната верига (фиг. 1.16).

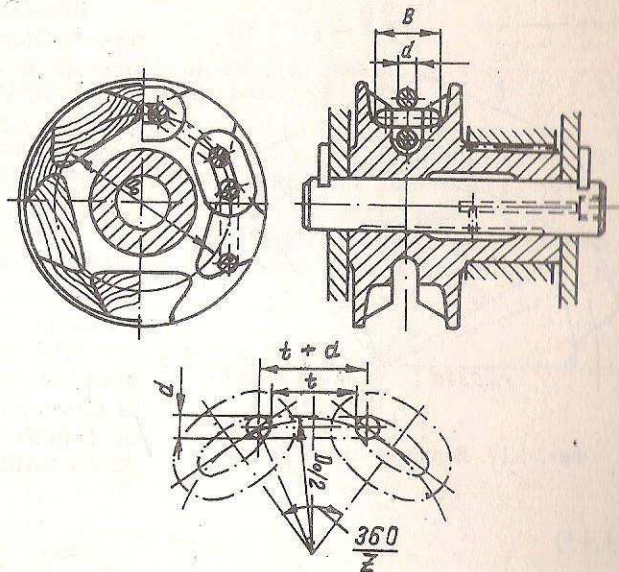
Номиналният диаметър D_0 на ролките за верига за предаване на въртящ момент се определя от уравнението

$$(1.11 \text{ а}) \quad D_0 = \sqrt{\frac{t^2}{\sin^2 \frac{90}{z}} + \frac{d^2}{\cos^2 \frac{90}{z}}},$$

където t е стъпката на овалното звено (вж. фиг. 1.5); d – диаметърът на напречното сечение на прътовия материал; z – броят на гнездата на ролката.



Фиг. 1.15. Жлеб на направляващи ролки за вериги с овални звена



Фиг. 1.16. Ролки за вериги с овални звена за предаване на въртящ момент

При $z \geq 8$ и $d < 16$ mm първият член в подкоренната величина става много по-голям в сравнение с втория, поради което вторият може да се пренебрегне:

$$(1.11 \text{ б}) \quad D_0 = \frac{t}{\sin \frac{90}{z}}$$

Големината на допълнителната сила, приведена към венца на ролката, която следва да се приложи за преодоляване на триенето между звената вследствие относителното им движение едно спрямо друго, се определя от израза

$$(1.12) \quad W = 2\mu_1 \frac{d}{D_0} F,$$

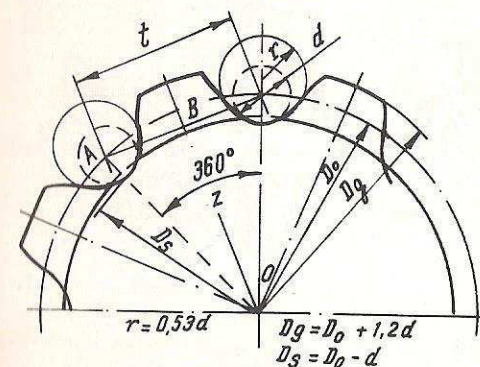
където F е силата на опън във веригата;

μ_1 – коефициент на триене (за случая се приема $\mu_1 = 0,25 - 0,30$).

Верижни зъбни колела. Така се наричат елементите, които работят съвместно с пластинчатите вериги (фиг. 1.17). За да стане правилно воденето на веригата и предаването на въртящите моменти на венца, се оформят зъби, подобни на зъбите на зъбните колела.

Верижните зъбни колела се изработват от стомана марка СТ4, СТ5 или 20, като при по-неотговорни и ненатоварени механизми може да се използва и лята стомана 25Л.

При приет брой зъби z на колелото и стъпката t на пластинчатата верига за номиналния диаметър D_0 на колелото от правоъгълния триъгълник OAB може да се напише



Фиг. 1.17. Верижно зъбно колело

$$(1.13) \quad D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}$$

Допълнителната сила, приведена към венца на верижното зъбно колело за преодоляване на триенето между елементите на пластинчатата верига при преминаване на колелото, е

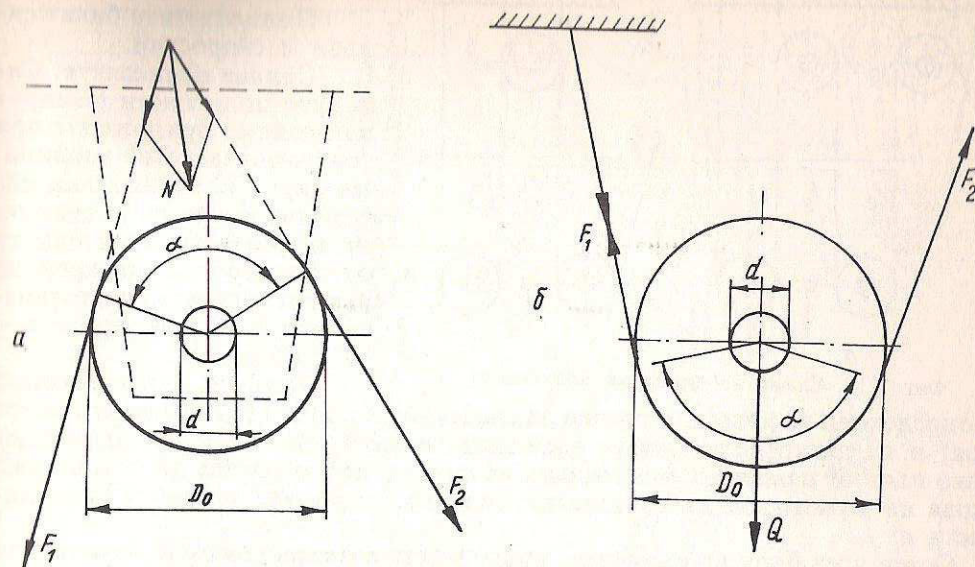
$$(1.14) \quad W = 2\mu_2 \frac{d}{D_0} F,$$

където d е диаметърът на шийката на болта;

D_0 – номиналният диаметър на верижното колело;

μ_2 – коефициент на триене между шийката и пластинката (за случая се приема $\mu_2 = 0,1$).

Коефициент на полезно действие на ролки и верижни зъбни колела. Коефициентът на полезно действие на ролки и верижни зъбни колела се



Фиг. 1.18. Схеми за определяне на к.п.д. на ролки
а – постоянна ролка; б – свободна ролка

определя, като се държи сметка за положението им в пространството. От тази гледна точка ролките и верижните зъбни колела биват постоянни (фиг. 1.18 а) и свободни (фиг. 1.18 б).

Съгласно означенията на фиг. 1.18 за к.п.д. за двата вида ролки, като се вземат предвид загубите от огъване на гъвкавия елемент и триенето в лагерирането, може да се напише:

– за постоянна ролка

$$(1.15) \quad \eta_u = \frac{1}{1 + \xi + 2\mu \frac{d}{D_0} \sin \frac{\alpha}{2}};$$

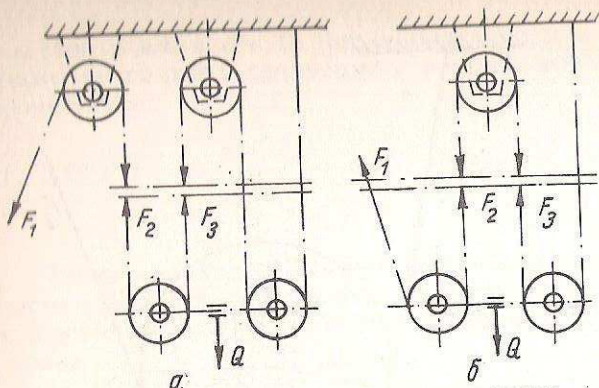
– за свободна ролка

$$(1.16) \quad \eta_c = \frac{2 + \xi + 2\mu \frac{d}{D_0} \sin \frac{\alpha}{2}}{2 \left(1 + \xi + 2\mu \frac{d}{D_0} \sin \frac{\alpha}{2} \right)}$$

К.п.д. на свободната ролка η_c е по-голям от този на постоянната η_u , но на практика те се приемат равни, т.е. $\eta_u = \eta_c = \eta$. Препоръчват се следните стойности: $\eta = 0,94 - 0,96$ за ролки и верижни колела, монтирани на плъзгащи лагери, и $\eta = 0,97 - 0,98$, когато са монтирани на търкалящи лагери.

1.2.2. ПОЛИСПАСТИ

Полиспастите представляват съвкупност от определен брой постоянни и свободни ролки, през които минава съответен гъвкав елемент. Полиспастът може да се разглежда и като напълно самостоятелно товароподемно съоръжение.



Фиг. 1.19. Схеми на единични полиспасты

на определена височина, е окачен за свободните ролки (те образуват ролков блок) и се разпределя между отделните въжета. Числото, което показва колко пъти се намалява големината на силата, която трябва да се приложи в края на въжето, за да се издигне товарът, се нарича кратност на полиспаста a .

Освен чрез броя на въжетата, върху които е окачен товарът, кратността на полиспаста може да се определи и чрез броя на ролките n , които го съставят. Така при излизането на въжето от постоянната ролка кратността е $a = n + 1$, а при излизане от свободната ролка — $a = n$.

Единичните полиспасты намират приложение при стационарни лебедки и при механизма за изменение ъбсега на действие на стрелата.

С помощта на изравнителна ролка два единични полиспаста се свързват в едно и образуват сдвоен полиспаст. На фиг. 1.20 а-д са показани редица изпълнения на сдвоени полиспасты с кратност 2 до 6.

Кратността на сдвоения полиспаст е равна на кратността на единичния, който го съставя.

Препоръчителни стойности за кратността на полиспаста в зависимост от товароподемността са дадени в табл. 1.4.

Избор на кратността на полиспаста a

Товароподемност, kN	до 10	20-80	100-150	200-300	400-500
Единичен полиспаст	1,2	2,3	3,4	5,6	-
Сдвоен полиспаст	2	2	2,3	3,4	4,5

Таблица 1.4

Коефициентът на полезно действие на полиспаст при вдигане на товара, при който въжето излиза от свободна ролка (фиг. 1.19 б), се определя при вдигане на товара по формулата

$$(1.17) \quad \eta_{\text{пол}} = \frac{1}{a} \cdot \frac{1 - \eta^a}{1 - \eta},$$

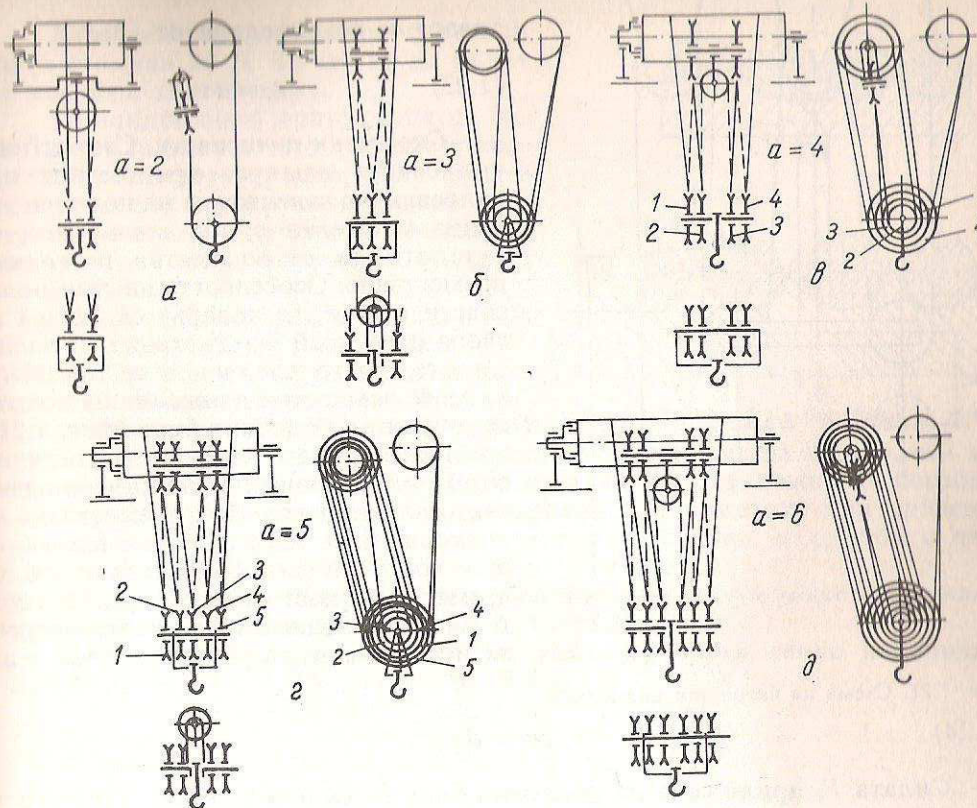
а к.п.д. на полиспаст, при който въжето излиза от постоянна ролка (фиг. 1.19 а) — по формулата

$$(1.18) \quad \eta_{\text{пол}} = \frac{\eta}{a} \cdot \frac{1 - \eta^a}{1 - \eta},$$

Полиспастите биват силови и скоростни.

Силови полиспасты. Силовите полиспасты намират най-голямо приложение при товароподемните машини. На фиг. 1.19 са показани две разгърнати схеми на единични полиспасты. При едната от тях свободният край на въжето излиза от постоянната ролка, а при другата — от свободната.

Товарът, който се издига



Фиг. 1.20. Схеми на сдвоени полиспасты

В (1.17) и (1.18) η представлява к.п.д. на ролките. Силата F във въжето за издигане на товара Q_F при единичен полиспаст

$$(1.19) \quad F = \frac{Q_F}{a\eta_{\text{пол}}},$$

а при сдвоен полиспаст

$$(1.20) \quad F = \frac{Q_F}{2a\eta_{\text{пол}}}.$$

При спускане на товара коефициентът на полезно действие на полиспаст с въже, излизащо от свободна ролка, се определя по формулата

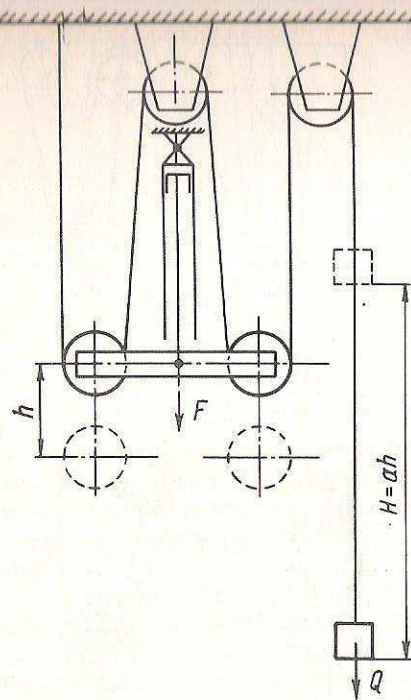
$$(1.21) \quad \eta_{\text{пол}} = a \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a} \cdot \eta^{a-1},$$

а на полиспаст с въже, излизащо от постоянна ролка — по формулата

$$(1.22) \quad \eta_{\text{пол}} = a \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a} \cdot \eta^a,$$

Съответните сили се определят от (1.19) и (1.20).

Скоростта на въжето при барабана v_0 при скорост на движение на



Фиг. 1.21. Схема на скоростен полиспасти

$$(1.24) \quad v_1 = a v.$$

Силата F , приложена на ролковия блок от силовия хидроцилиндър за вдигане на товара Q_F , е

$$(1.25) \quad F = \frac{a Q_F}{\eta_{\text{пол}} \cdot \eta_t},$$

където $\eta_{\text{пол}}$ е к.п.д. на скоростния полиспасти;
 η – к.п.д. на направляващите ролки;
 t – броят на направляващите ролки.

1.2.3. БАРАБАНИ

Барабаните са предназначени за навиване и развиване на гъвкавия елемент, предимно въже. Барабаните за вериги с овални звена не намират приложение в съвременната практика поради редица недостатъци на изградения чрез тях механизъм. Разглежданията в настоящия учебник се отнасят за барабаните за въжета, макар че те могат да се отнесат и за барабаните за вериги с овални звена при подходящо оформление на жлеба, в който се навива верига.

За правилното водене на въжето по дължината на барабана се нарязва жлеб по винтова линия със специална форма. Ако с t се означае стъпката на винтовата линия, а с D_0 – номиналният диаметър на барабана, ъгълът на наклона на винтовата линия γ се определя от зависимостта

$$(1.26) \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{t}{\pi D_0}.$$

товара v_1 се определя от

$$(1.23) \quad v_6 = a v_1.$$

Скоростни полиспасти. Скоростните полиспасти намират приложение при хидравлично задвижване на подемен механизъм. Целта е при малък ход на буталото да се осъществи по-голямо преместване. Особеността на тези полиспасти е тази, че товарът се окачва на свободния край на гъвкавия елемент. Силата, която следва да се приложи, за да се осъществи движение на товара, се прилага в ролковия блок (фиг. 1.21).

Пресмятането на скоростните полиспасти се извършва по аналогичен начин както на силовите. При преместване на ролковия блок на разстояние h товарът при кратност на полиспасти a ще се премести на разстояние $H = ah$. Скоростта на преместване на товара при скорост на преместване на ролковия блок v ще бъде

Барабаните се отливат от чугун или лята стомана 25 Л. Те могат да бъдат и заварена конструкция.

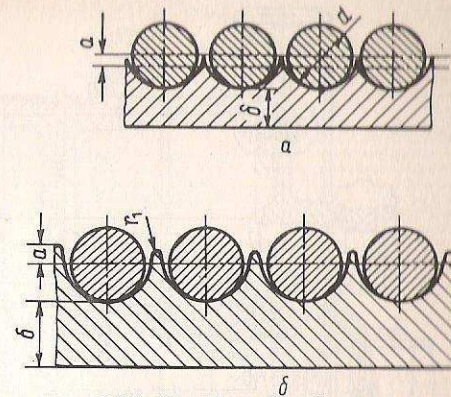
Цилиндричната повърхнина на барабаните за въжета се обработва старателно независимо от това, дали са лята или заварена конструкция и дали са с жлеб или гладки. Целта е да се осигури еднакъв диаметър по цялата дължина на барабана.

Жлебът на барабаните може да бъде плитък (фиг. 1.22 а) или дълбок (фиг. 1.22 б). При нормални скорости на движение на товара се използват барабаните с плитък жлеб. Барабаните с дълбок жлеб се употребяват при големи скорости на движение на товара, тъй като се осигурява по-правилно нареждане на въжето по дължина на барабана.

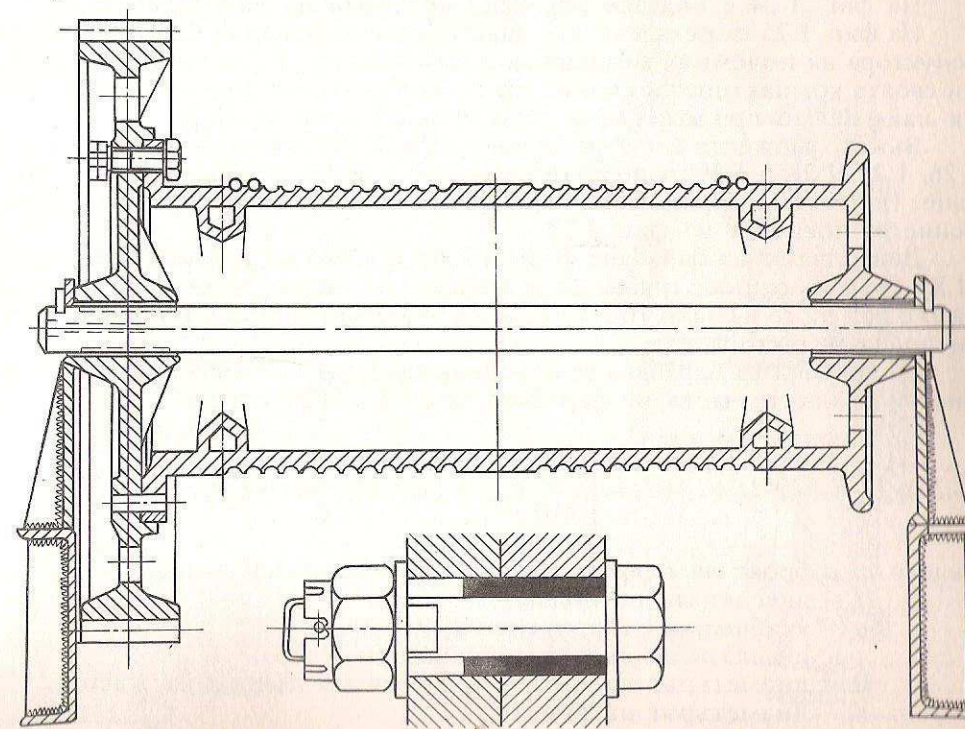
Барабаните, предназначени за навиване на въжетата при двосенните полиспасти, са с две работни части – едната с лява, а другата с дясна винтова линия на жлеба.

Връзката на барабаните със задвижващия механизъм може да се осъществи по разнообразни начини.

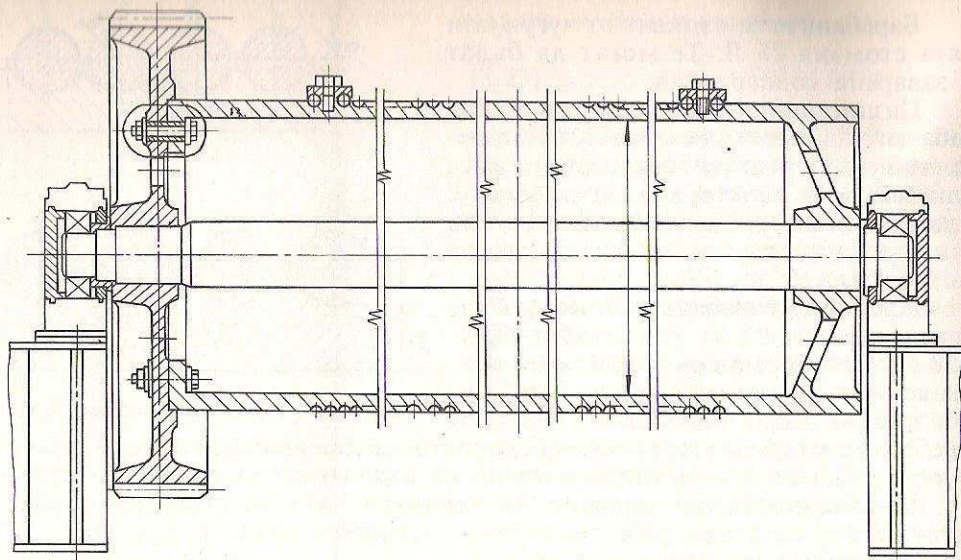
На фиг. 1.23 е показан барабан, който се върти около неподвижно закрепена ос.



Фиг. 1.22. Жлеб на барабани за въже



Фиг. 1.23. Барабан, въртящ се около неподвижна ос



Фиг. 1.24. Барабан на двуопорен вал

На фиг. 1.24 е показан барабан, монтиран на двуопорен вал.

На фиг. 1.25 са показани две конструктивни решения на връзката между редуктора на подемния механизъм и барабана със зъбен съединител. Поради своята компактност и редица други положителни качества те са получили най-голямо приложение в съвременната практика.

Въжето може да се закрепва по различни начини. На фиг. 1.26, 1.27, 1.28 и 1.29 са показани някои примерни решения за това закрепване. Най-голямо приложение в съвременната практика е получило изпълнението, показано на фиг. 1.29.

Диаметърът на барабана D , мерен по дъното на жлеба, се определя от (1.8). По възможност трябва да се избират по-малки стойности на диаметъра D с цел да се намали големината на въртящия момент и предавателното число на редуктора.

Дължината на барабана се определя като сума от дължините на нарязаните и гладките части на барабана (фиг. 1.30) от израза

$$(1.27) L_6 = ml + l_{cp} + l_1 + l_2 = \left[\frac{aH}{\pi(D+d)} + (1,5 \div 2) \right] mt + (2c \pm h_{\min} \cdot \operatorname{tg} \alpha) + l_1 + l_2,$$

където m е броят на навиващите се върху барабана въжета;

H – височината на подема;

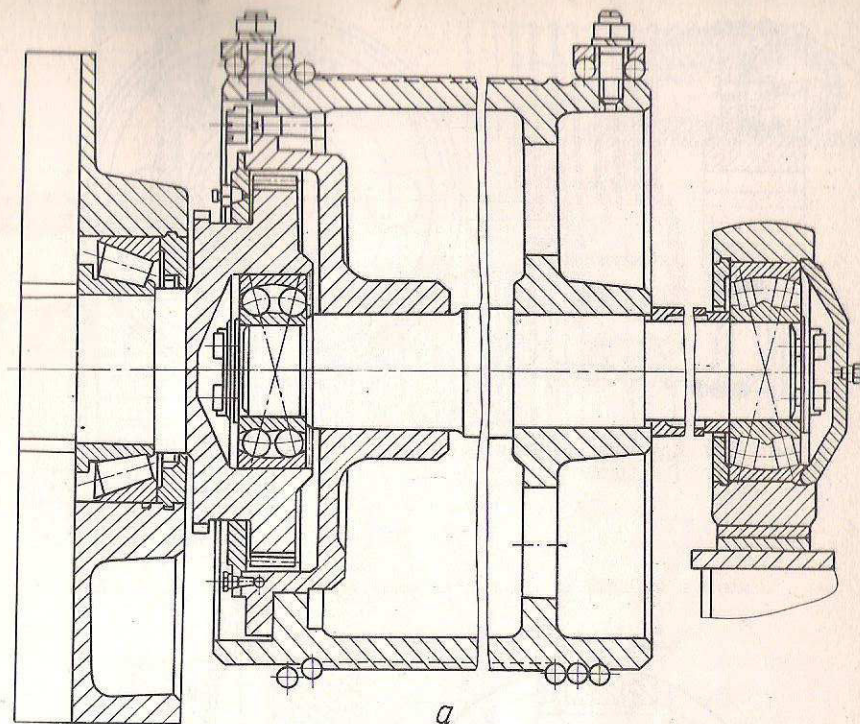
a – кратността на полиспаста;

t – стъпката на винтовата линия на жлеба;

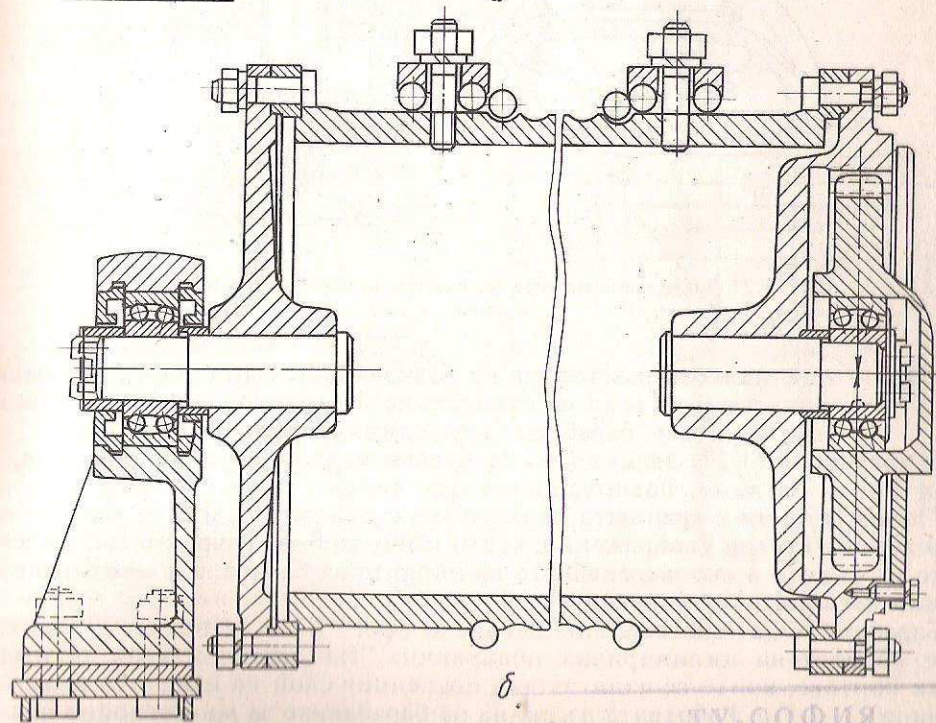
D – диаметърът на барабана, мерен по дъното на жлеба;

d – диаметърът на въжето;

$2c$ – разстоянието им между ролките в ролковия блок, от които излизат въжета към барабана (при единичен полиспаст $2c = 0$);

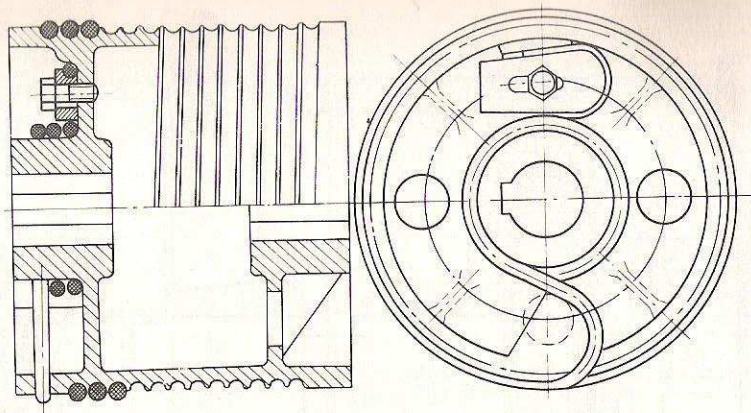


a

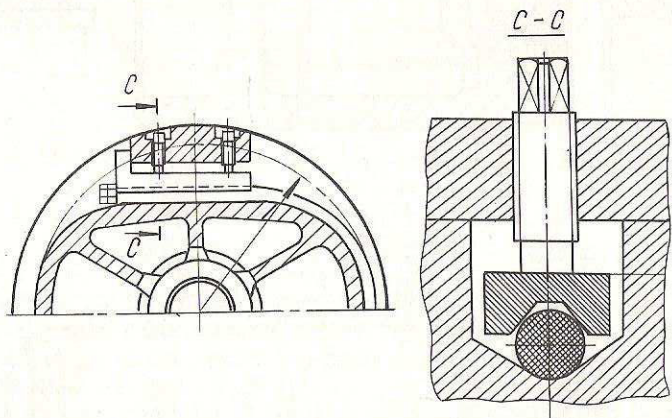


b

Фиг. 1.25. Барабани със зъбат съединител
a – монтиран върху един вал; б – монтиран на отделни шийки



Фиг. 1.26. Връзване на края на въжето за главината на барабана



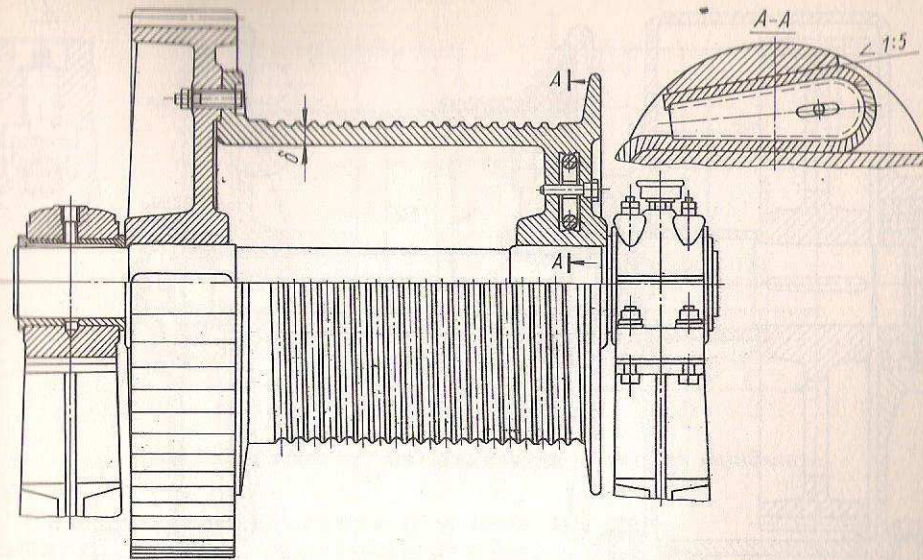
Фиг. 1.27. Закрепване на края на въжето за барабан с жлебова планка

h_{\min} – най-малкото разстояние на ролковия блок до оста на барабана;
 α – допустимият ъгъл на отклонение на въжето спрямо жлебовете на ролките и барабана (при единичен полиспаст $\alpha = 0$).

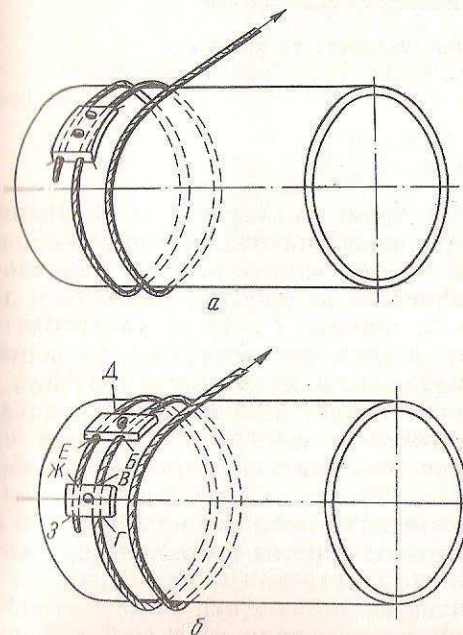
В уравнение (1.27) знакът (+) се отнася за въже, наклонено навън, а знакът (-) – за въже, наклонено навътре спрямо средната част.

Гладките части в краищата на барабана с дължини l_1 и l_2 се налагат от някои конструктивни съображения, което може да бъде свързано със закрепването на въжето и със закрепването на опорите на барабана и монтирането му към металната конструкция.

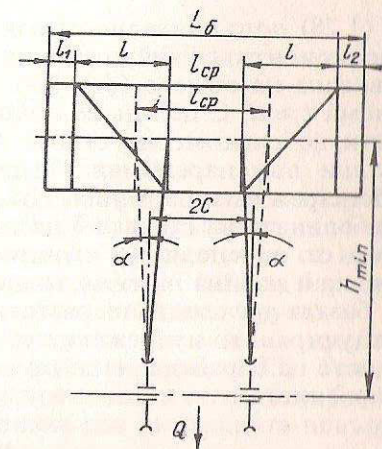
Барабаните за многослойно навиване (фиг. 1.31) се правят с гладка, добре обработена цилиндрична повърхнина. На двата си края те имат високи бортове, които се издигат над последния слой на навитото въже на височина $(2-2.5)d$. Работната дължина на барабаните за многослойно навиване се определя по уравнението



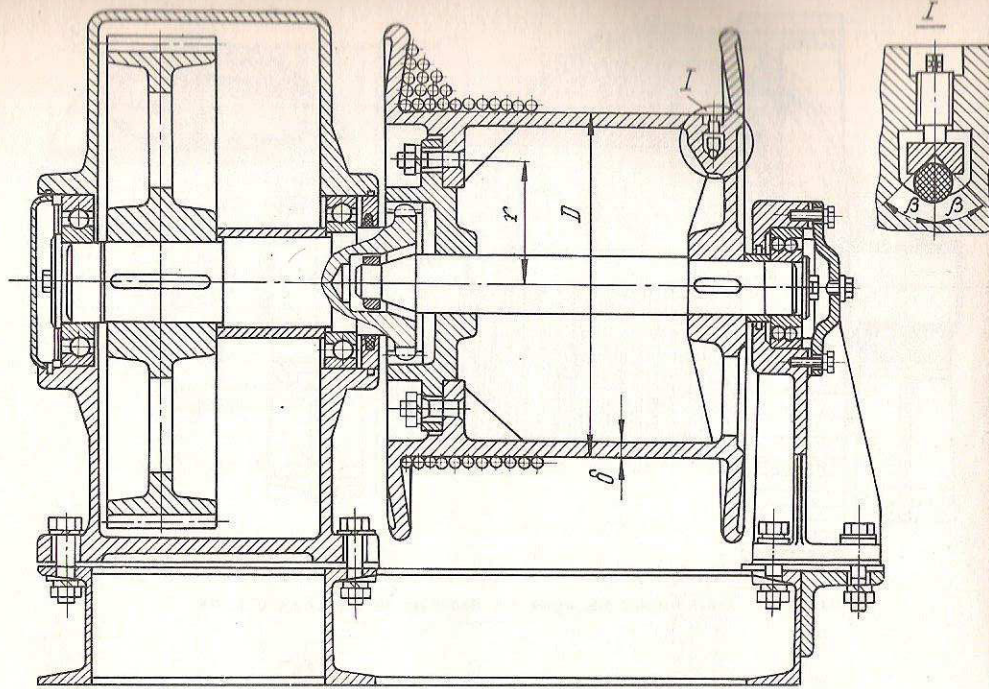
Фиг. 1.28. Закрепване на края на въжето за барабан с клин



Фиг. 1.29. Закрепване на края на въжето на барабан с тангенциални планки с жлеб
 a – с една планка, b – с две планки



Фиг. 1.30. Схема за определяне дължината на барабана



Фиг. 1.31. Барабан с многослойно навиване на въжето

$$(1.28) \quad L_0 = \left[\frac{aH}{\pi(D+nd)n} + (1,5 \div 2) \right] \frac{t}{\psi}.$$

В (1.28) допълнително са означени: с n броят на слоевете на навиване; с ψ коефициентът, с който се отчита нееднаквостта на стъпките при свободно навиване на въжето ($\psi \approx 0,9$). Стъпката t при многослойното навиване се приема $t \approx d$. С цел да се подобрят условията на работа на въжето и да се постигне равномерна стъпка (когато се приеме $\psi = 1$) се употребяват специални въженареджачи. Съществуват редица конструктивни решения на въженареджачи за многослойно навиване на въжета върху барабани.

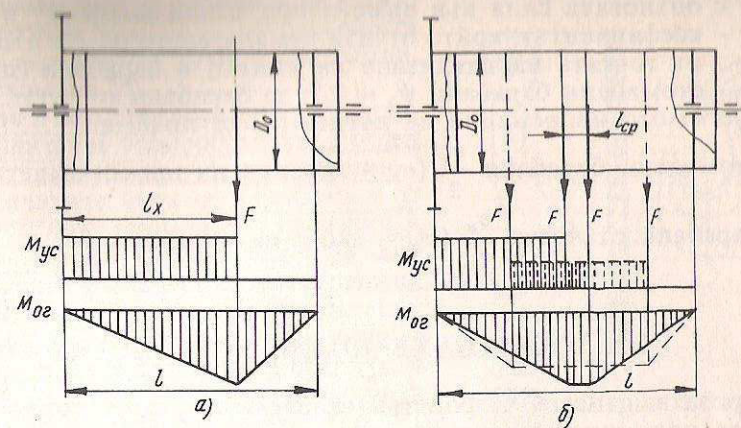
Дебелината на стената δ на цилиндричната част на барабаните предварително се определя по емпирични формули в зависимост от вида на материала и начина на тяхното изработване. Якостната проверка се извършва на базата на следните разглеждания.

Редуцираното напрежение от едновременното действие на огъването и усукването на барабана съгласно с енергетичната якостна теория се определя от уравнението

$$(1.29) \quad \sigma_{ред} = \frac{\sqrt{M_{ог} + (0,75M_{ус})^2}}{W} \leq [\sigma]$$

и съгласно хипотезата на максималното нормално напрежение

$$(1.30) \quad \sigma_{ред} = \frac{M_{ог} + \sqrt{M_{ог}^2 + M_{ус}^2}}{W} \leq [\sigma].$$



Фиг. 1.32. Схеми за определяне натоварването на барабаните

Стойностите за огъващия и усукващия момент се определят за най-неблагоприятно натоварване на барабана. За случая, показан на фиг. 1.32 а, при едно навиване се въже

$$M_{ог} = \frac{Fl}{4}; \quad M_{ус} = F \frac{D_0}{2}.$$

За случая на фиг. 1.32 б при две навивания се въжета

$$M_{ог} = \frac{F}{2}(l - l_{сп}) \quad M_{ус} = FD_0.$$

Съпротивителният момент W се определя по приблизителната формула

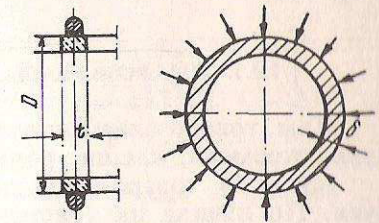
$$W \approx 0,8(D - \delta)^2 \cdot \delta,$$

където D е диаметърът, мерен по дъното на жлеба.

Пресмятанията по уравн. (1.29) и (1.30) се правят само за барабани с по-големи дължини, т.е. такива, при които общата дължина е по-голяма от $l \geq 3D_0$. Допустимите напрежения при тези пресмятания се приемат: $[\sigma] = 17$ МПа за барабани от чугунена отливка, $[\sigma] = 37$ МПа за барабани от лята стомана и $[\sigma] = 43$ МПа за заварена стоманена конструкция.

При навиване на силно опънатото въже върху барабана в жлеба (под въжето) се създава разпределено радиално налягане (фиг. 1.33). Това налягане е причина за появата на натискови напрежения в стената на барабана. Най-голямото напрежение на натиск възниква във вътрешната повърхнина на барабана и се определя по формулата

$$(1.31) \quad \sigma_{нат} = \frac{\psi_1 F}{\delta t \left(1 - \frac{\delta}{D}\right)} \approx \frac{\psi_1 F}{\delta t} \leq [\sigma],$$



Фиг. 1.33. Схема за определяне на натисковите напрежения в стената на барабана

където F е опъновата сила във въжето при навлизането му в барабана;
 ψ_1 – коефициентът, който отчита намалването на F с отдалечаването от точката на навлизане на въжето в барабана (приема се за стоманени барабани $\psi_1 = 0,7$; за барабани от чугун – $\psi_1 = 0,8$).
 Допустимото напрежение на натиск $[\sigma]$ се приема:

за стоманени барабани $\frac{\sigma_r}{2}$ (σ_s – граница на провлачването);

за барабани от чугун $\frac{\sigma_B}{5}$ (σ_B – якост на опън).

1.3. ТОВАРОЗАХВАЩАЩИ УСТРОЙСТВА

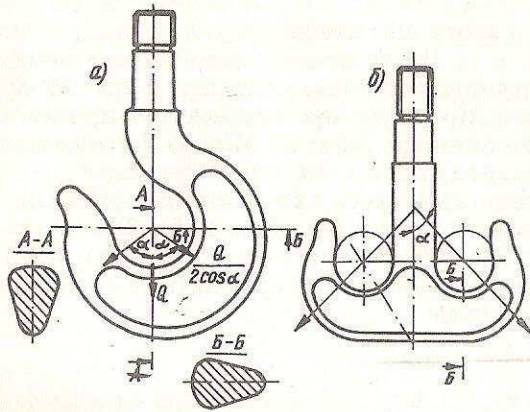
Товарозахващащите устройства са елементи, чрез които товарът се захваща за подемния механизъм.

В зависимост от вида и начина на захващане на товара товарозахващащите устройства се делят на: устройства за захващане на единични товари, устройства за захващане на насипни материали и специални устройства.

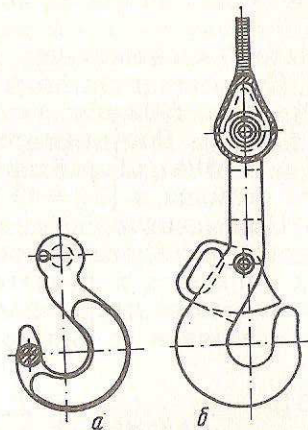
1.3.1. ТОВАРОЗАХВАЩАЩИ УСТРОЙСТВА ЗА ЕДИНИЧНИ ТОВАРИ

Към товарозахващащите устройства за единични товари се отнасят: куки, стремена, клещи, ролкови блокове и вилици.

Куки. В товароподемните машини се използват различни видове куки. По начина на конструктивното им оформление те биват еднороги (фиг. 1.34 а, 1.35 и 1.36 а) и двуроги (фиг. 1.34 б и 1.36 б). При това те могат да бъдат с нормална или с удължена опашка. Според начина на изготвяне куките биват ковани или щамповани (фиг. 1.34, 1.35) и пластинчати (фиг. 1.36). Освен това те могат да бъдат без предпазител (фиг. 1.34, 1.35 а и 1.36) и с предпазител срещу откачване на товара (фиг. 1.35 б). Опашката на куките завършва с резба или отвор.



Фиг. 1.34. Куки с нарязан с резба край на опашката



Фиг. 1.35. Куки с отвор на опашката

Изходен материал за направата на куките е дисконвалеродна стомана с дребнозърниста структура и гарантиран химически състав, например стомана 20.

Кованите и щампованите куки се подлагат на допълнителна термообработка с оглед премахване на вътрешните напрежения.

Пластинчатите куки се изработват от отделни пластини, подходящо изрязани и свързани помежду си чрез нитоване. Нитоването се извършва в местата на незастрашени сечения с възможност за малки относителни премествания на пластините една спрямо друга. Между самите пластини се предвижда да има хлабина. Броят на пластините зависи от товароподемността на куката.

Пластинчатите куки се изработват сравнително по-лесно от кованите и са по-сигурни при работа, тъй като разрушаването на отделните пластини не може да настъпи изведнъж. Те обаче са по-тежки. Използват се при металургичните и леярските кранове, които работят при крайно неблагоприятни условия и високи температури.

За куките са разработени стандарти, от които те се избират в зависимост от товароподемността им. Независимо от това винаги се прави якостна проверка в застрашените сечения.

Опашката на куката, когато тя е цилиндрична, се изчислява на опън под действието на товара Q_F в най-малкото сечение с диаметър d_0 (фиг. 1.37) по формулата

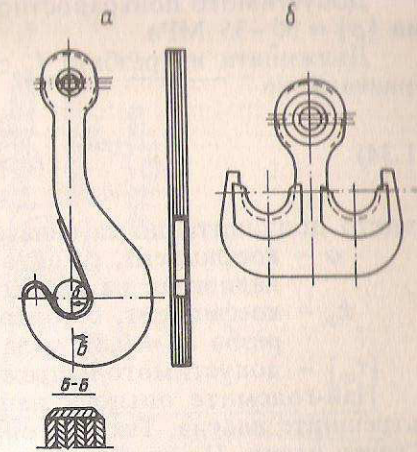
$$(1.32) \quad \sigma_{оп} = \frac{4Q_F}{\pi d_0^2} \leq [\sigma].$$

За допустимото напрежение $[\sigma]$ се приемат стойности до 50 МПа, а при ръчно задвижван механизъм – до 80 МПа. Сравнително ниските стойности се приемат поради опасността от огъване на тази част на куката при закачването ѝ в твърди предмети.

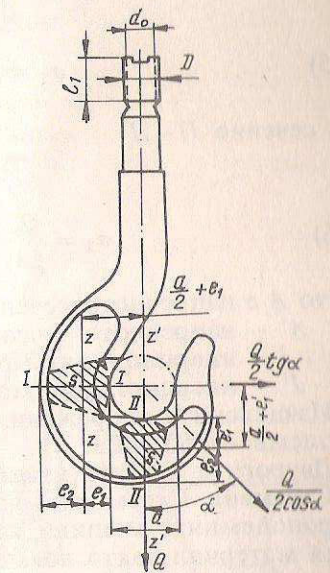
Дължината на резбата l_1 се определя от условието за допустимото повърхностно налягане $[p]$ в резбата:

$$(1.33) \quad l_1 > h = \frac{4Q_F \cdot t}{\pi(D^2 - d_0^2)[p]},$$

където h е височината на гайката в м;
 t – стъпката на резбата в м;
 D – външният диаметър на резбата в м;
 d_0 – вътрешният диаметър на резбата в м.



Фиг. 1.36. Пластинчати куки



Фиг. 1.37. Схема за оразмеряване на еднорога кука

ма $[p] = 30-35 \text{ МПа}$. Дължината на резбата l_1 се определя и от условието за срязване по уравнението

$$(1.34) \quad l_1 > h = \frac{Q_F}{\pi d_0 \varphi k_p [\tau_{\text{сп}}]}$$

където допълнително са означени:

- φ – коефициент, с който се отчита неравномерното натоварване на навивките на резбата (за кранови куки се приема $\varphi = 0,56$);
- k_p – коефициент, с който се отчита видът на резбата (за метрична резба $k_p = 0,87$, а за трапецовидна – $k_p = 0,65$);
- $[\tau_{\text{сп}}]$ – допустимото напрежение на срязване (приема се $[\tau_{\text{сп}}] = 0,6[\sigma_{\text{от}}]$).

Най-големите опънови напрежения в кривата част на куката са във вътрешните влакна. Тяхното определяне може да стане по приблизителен и точен начин. По-долу са дадени уравненията за изчисляване по приблизителния начин.

Съобразно означенията на фиг. 1.37 и напрежението на опън в сечение I-I се определя по формулата

$$(1.35) \quad \sigma_1 = \frac{Q_F}{A} + Q_F \frac{\frac{a}{2} + e_1}{J} \cdot e_1 \leq [\sigma],$$

а за сечение II-II

$$(1.36) \quad \sigma_2 = \frac{Q_F}{2A'} \operatorname{tg} \alpha + \frac{Q_F}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{\frac{a}{2} + e_1'}{J'} \right) \cdot e_1' \leq [\sigma],$$

- където A е напречното сечение в m^2 по I-I;
 - A' – напречното сечение в m^2 по II-II;
 - J – инерционният момент в m^4 на сечение I-I;
 - J' – инерционният момент в m^4 на сечение II-II.
- Изчислените напрежения по посочените уравнения не трябва да бъдат по-големи от 60 МПа.

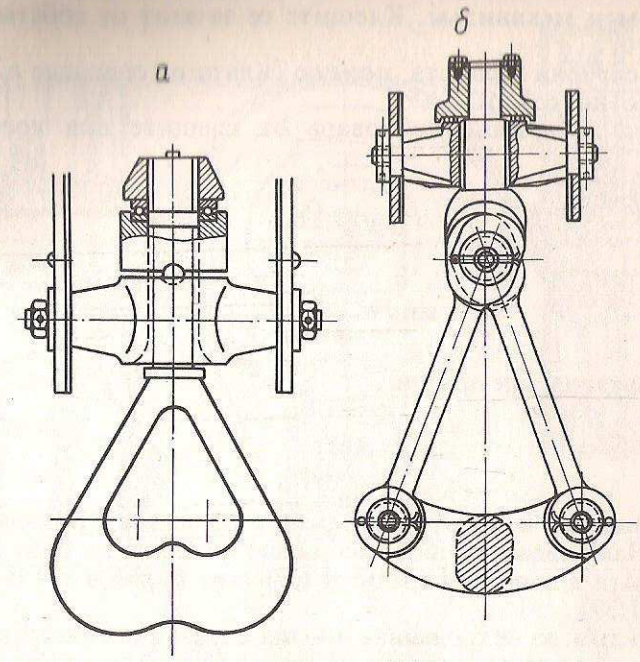
Двурогите куки се изчисляват по аналогичен начин.

Стремена. Стремената намират сравнително по-малко приложение при товароподемните машини като товарозахващ елемент. Те се правят от същия материал както ковашките куки. Стремената се изпълняват по два начина: изцяло ковани (фиг. 1.38 а) и от елементи, свързани шарнирно помежду си (фиг. 1.38 б).

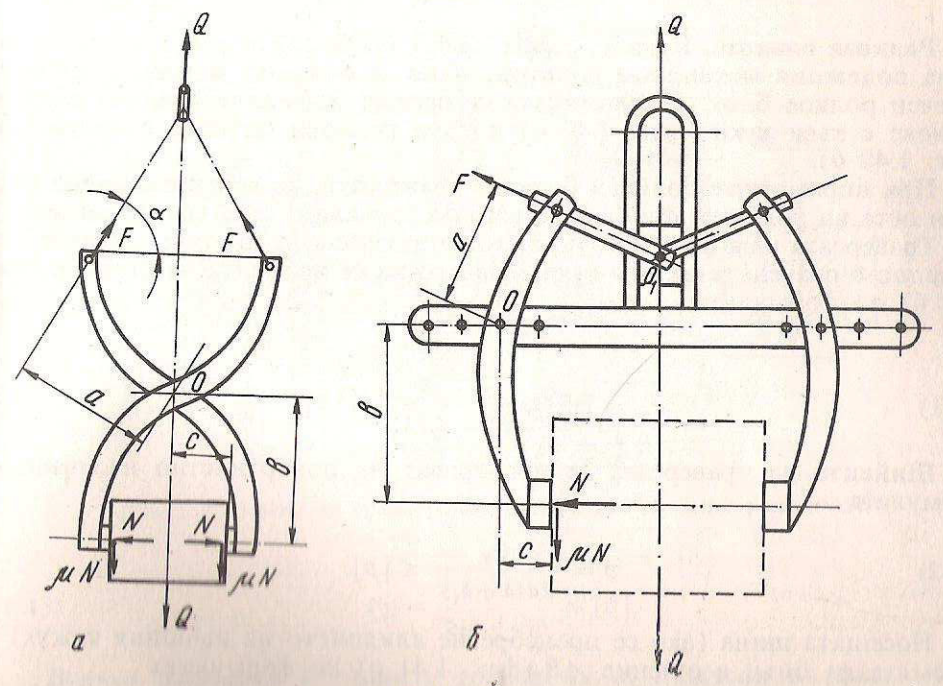
Стремето не може да се закачи за издадени външни предмети и осигурява гъвкавия елемент от изпадане.

Стремената подлежат на задължителна якостна проверка, тъй като не са стандартизирани. Кованите стремени са статически неопределими по отношение на вътрешните си напрежения.

Клещи. Клещите служат за захващане на товари с определена форма и еднаква големина (пакети, чували, сандъци и др.). Най-простите клещи представляват два шарнирно свързани доста със закрепени в единия им край челюсти, а в другия – с товароносещия гъвкав елемент (фиг. 1.39 а). През гъвкавия елемент (най-често верига) те се захващат за куката на



Фиг. 1.38. Стремена
а – изцяло ковано; б – с шарнирно свързани елементи



Фиг. 1.39. Схеми на клещи

Съответния подемен механизъм. Клеците се затягат от собственото тегло на товара.

Клеците са сигурни в работа, понеже силата на сцепване е пропорционална на теглото на товара.

Условието за задържане на товара от клеците при коефициент на триене μ са

$$(1.37)$$

$$\mu N \geq \frac{Q_F}{2}$$

и

$$(1.38)$$

$$\sin \alpha \leq \frac{\mu \alpha}{b - \mu c}$$

Силата в гъвкавия елемент е

$$(1.39)$$

$$F = \frac{Q_F}{2 \sin \alpha}$$

От (1.38) се вижда, че колкото ъгълът α е по-малък, толкова по-сигурно е захващането. Намаляването на ъгъла обаче не може да бъде неограничено, тъй като силата в гъвкавия елемент нараства бързо и става извънредно голяма (уравн. 1.39).

Когато се налага да се захващат товари с различни размери, могат да се употребят клеци от вида, показан на фиг. 1.39 б. При тях на хоризонталната траверса има определен брой отвори, чрез които се мени мястото на захващане на двата лоста. Условието за самозадържане е

$$(1.40)$$

$$\sin \alpha \leq \frac{\mu \alpha}{b + \mu c}$$

Ролкови блокове. Куките, стремената и свободните ролки от полиспаста на подемния механизъм конструктивно се оформят в единен елемент, наречен ролков блок. В практиката се срещат нормални (дълги) ролкови блокове с къси куки (фиг. 1.40 а) и къси ролкови блокове с дълги куки (фиг. 1.40 б).

При нормалните ролкови блокове траверсата, на която е окачена кука, и оста на ролките, през които минава гъвкавият елемент, са отделени.

Траверсата има осодържатели, които позволяват въртенето около оста ѝ заедно с окачената на нея кука. Траверсата се пресмята на огъване (фиг. 1.41 б) по формулата

$$(1.41)$$

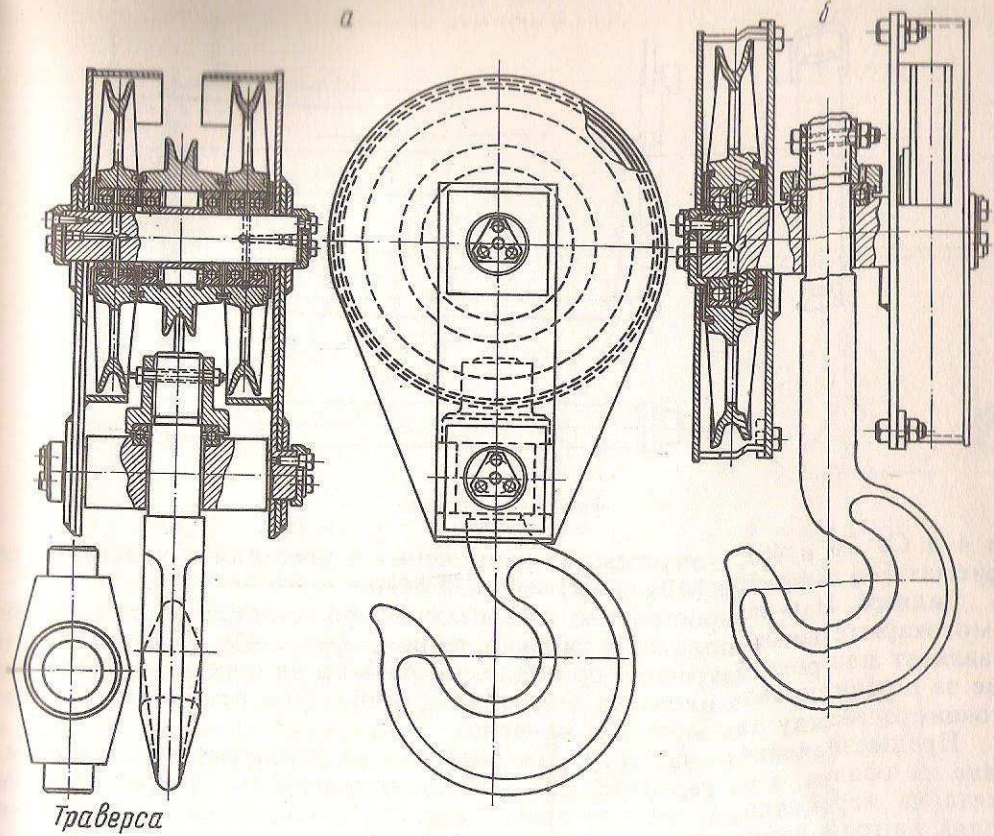
$$\sigma_{ог} = 1,5 Q_F \frac{l - d_1}{(b - d_2) h^2} \leq [\sigma]$$

Шийките на траверсата се проверяват на повърхностно налягане по формулата

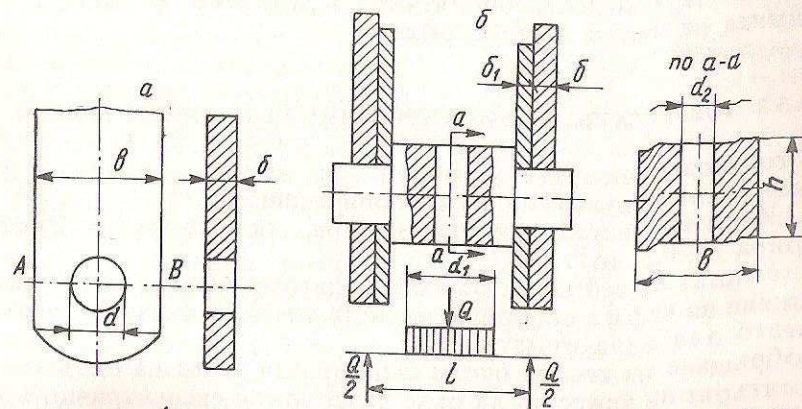
$$(1.42)$$

$$p = \frac{Q_F}{2d(\delta + \delta_1)} \leq [p]$$

Носещата шина (ако се пренебрегне влиянието на външния кожух) се пресмята на опън в сечение АВ (фиг. 1.41 а) по формулата



Фиг. 1.40. Ролкови блокове
а - дълги; б - къси

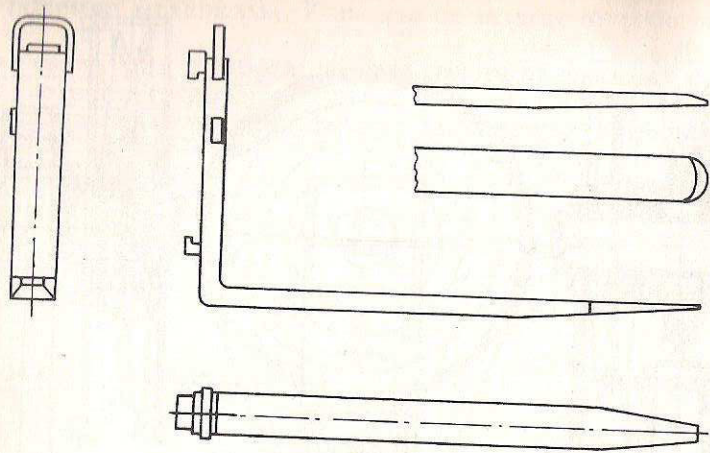


Фиг. 1.41. Схема за оразмеряване елементите на дълг ролков блок

$$(1.43)$$

$$\sigma_{оп} = \frac{Q_F}{2(b - d)\delta} \leq [\sigma]$$

Всички величини в горните уравнения са означени на фиг. 1.41. За материалите, от които се изготвят елементите на ролковия блок (Ст 3,



Фиг. 1.42. Вилци

Ст 4 и Ст 20 и 40), допустимите напрежения в посочените уравнения се приемат $[\sigma] = 60-100 \text{ МПа}$ и $[p] = 40-50 \text{ МПа}$.

Вилци. Най-разпространено товароухващащо устройство при електро- и мотокарите-високоповдигачи са т.нар. вилци (фиг. 1.42). Вилците представляват два рога, закрепени по подходящ начин и на определено разстояние за подвижната плоча на подемната уредба. При необходимост разстоянието между тях може да се мени.

Предназначението на хоризонталната част на роговете е директно поемане на товара, а на вертикалната – осъществяването на закрепването. За целта на вертикалната част се правят две конзолки: горна с фиксатор и долна направляваща.

Оразмеряването на вилците става по обикновените методи за пресмятане на якост за най-неблагоприятното положение на товара съгласно предписанията на съответните нормали.

1.3.2. ТОВАРОУХВАЩАЩИ УСТРОЙСТВА ЗА НАСИПНИ ТОВАРИ

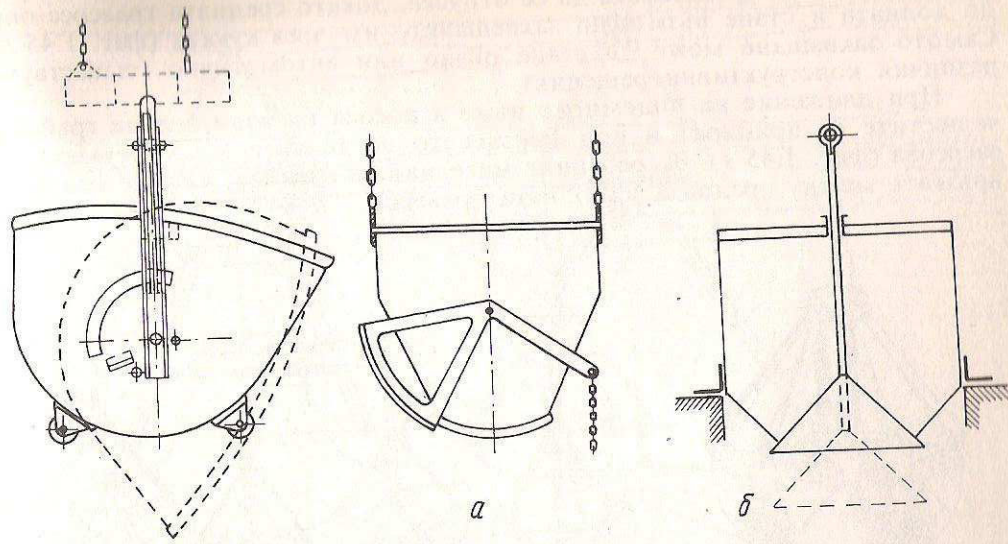
Към товароухващащите устройства за насипни товари се отнасят: кофи, едновъжени, двувъжени и моторни грайфери.

Кофи. Кофите се изработват от ламарина, усилена с ребра. Вместимостта им варира от 0,5 до 3 m^3 .

Кофите могат да се пълнят ръчно или автоматично. Товарът се изсипва чрез обръщане на кофата около шарнирната точка на окачване, чрез отваряне на дъното или една от стените.

При обръщане на кофата около шарнирната точка на окачване е необходимо центърът на тежестта да бъде разположен ексцентрично и да лежи над нея, за да се обръща лесно (фиг. 1.43). При това, след като се обърне и изпразни кофата, центърът на тежестта ѝ трябва да бъде също разположен ексцентрично и над точката на окачването. Изпълнението на това условие осигурява връщане на кофата в изходно положение за ново напълване. Пълната кофа се осигурява срещу самообръщане чрез специално застопоряващо устройство.

На фиг. 1.44 са показани две кофи – с ръчно и с автоматично отваряне



Фиг. 1.43. Самообръщаща се кофа

Фиг. 1.44. Кофи с отварящо се дъно

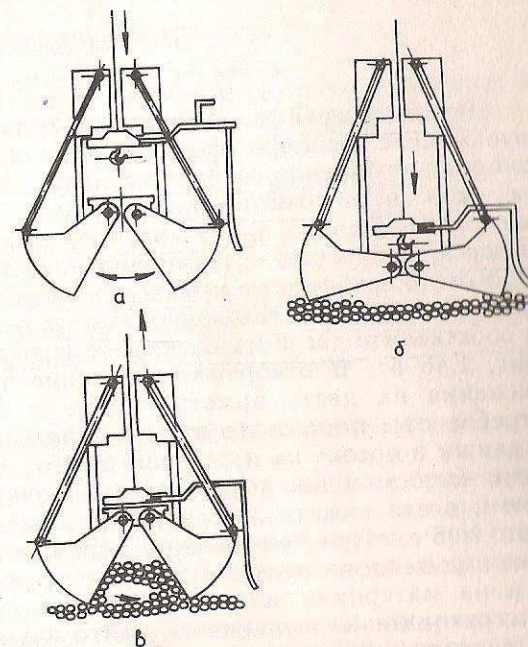
на дъната им. Дъното на кофата може автоматично да се отваря чрез верига или специална опора в мястото на разтоварването.

Едновъжен грайфер. Едновъжният грайфер (фиг. 1.45) е получил названието си от това, че всички работни операции се извършват от едно въже. Особено благоприятно е обстоятелството, че за задвижване на единственото въже може да се използва подемният механизъм на всяка товароподемна машина.

Едновъжният грайфер се състои от две шарнирно свързани челюсти непосредствено към долната траверса и посредством четири пръта – към горната траверса. Подемното въже се захваща за средната траверса. От долната страна на средната траверса се намира кука, чрез която тя се захваща за долната траверса.

Когато грайферът е затворен, той виси на подемното въже. В това положение съществува връзка между средната и долната траверса, като средната траверса е опряла до горната траверса. При премахване на връзката между средната и долната траверса с помощта на закрепеното за средната траверса двуръменно лостче, под действието на собствените тегла на челюстите и долната траверса настъпва разтваряне на челюстите (фиг. 1.45 а).

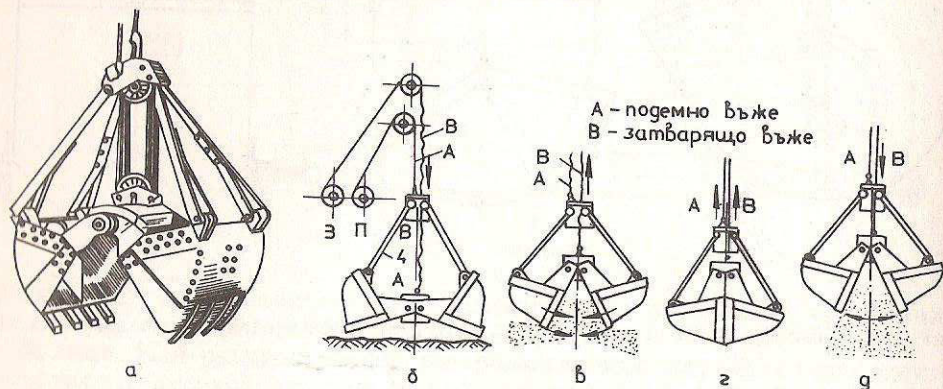
След като разтворените челюсти се спуснат и забият в загребвания материал,



Фиг. 1.45. Едновъжен грайфер

подемното въже продължава да се отпуска, докато средната траверса опре до долната и стане възможно захващането им чрез куката (фиг. 1.45 б). Самото захващане може да стане ръчно или автоматично (съществуват различни конструктивни решения).

При движение на подемното въже в посока на издигане на грайфера челюстите се прибират и под действието на теглото му материалът се загребва (фиг. 1.45 в). Загребаният материал се изсипва, като се освободи връзката между средната и долната траверса.



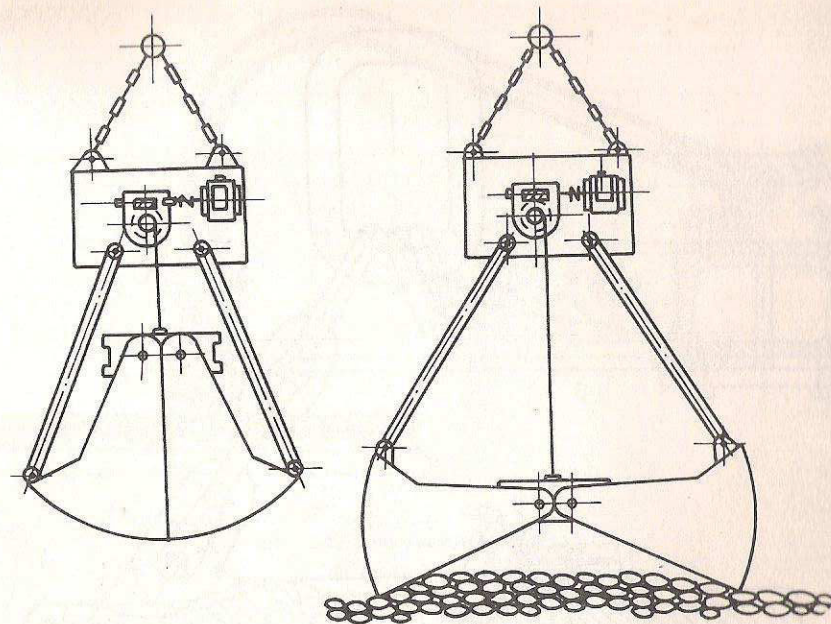
Фиг. 1.46. Двувъжен грайфер

а - общ вид; б, в, г и д - схеми за принципа на действие

Двувъжен грайфер. По-голямо разпространение в практиката намират двувъжените грайфери (фиг. 1.46). С тях се реализира по-голяма производителност в сравнение с едновъжените. Двувъжените грайфери се състоят от две челюсти, захванати шарнирно за долната траверса и чрез четири пръта за горната. Едното въже, наречено подемно - А, е захванато за горната траверса, а другото - затварящо - В, за долната.

Когато грайферът е празен и затворен, той виси окачен на двете въжета. При отпускане на затварящото въже и неподвижно подемно под действието на собствените тегла на челюстите и долната траверса грайферът се отваря (фиг. 1.46 б). В отворено положение той се спуска над материала при движение на двете въжета с една и съща скорост. За да се извърши загребването, подемното въже е отпуснато и в покой, а затварящото въже се движи в посока на изтеглянето (фиг. 1.46 в). В момента на допиране на двете челюсти една до друга се включва в движение и подемното въже, като и двете въжета се движат с еднакви скорости в посока на издигане (фиг. 1.46 г). При неподвижно подемно въже и отпускане на затварящото въже под действието на собствените тегла на челюстите, на долната траверса и на материала челюстите се отварят (фиг. 1.46 д). В някои случаи конструкцията на механизма, който задвижва двете въжета, позволява те да се движат в посока на спускане или издигане с различни скорости. Така се създава възможност челюстите да се разтварят при спускане на грайфера или да се затварят при издигането му. Възможността за съвместяване на движенията на подемното и затварящото въже създава условия за увеличаване на производителността.

Моторен грайфер. Моторният грайфер се окачва направо на куката на подемния механизъм. Ролята на затварящото въже се изпълнява от вграден механизъм в самия грайфер. На фиг. 1.47 е дадено решение, при което е



Фиг. 1.47. Моторен грайфер

използувано допълнително въже за отваряне и затваряне на челюстите на грайфера, което се навива на барабан, задвижван от електродвигател и червячен редуктор, вградени в горната траверса.

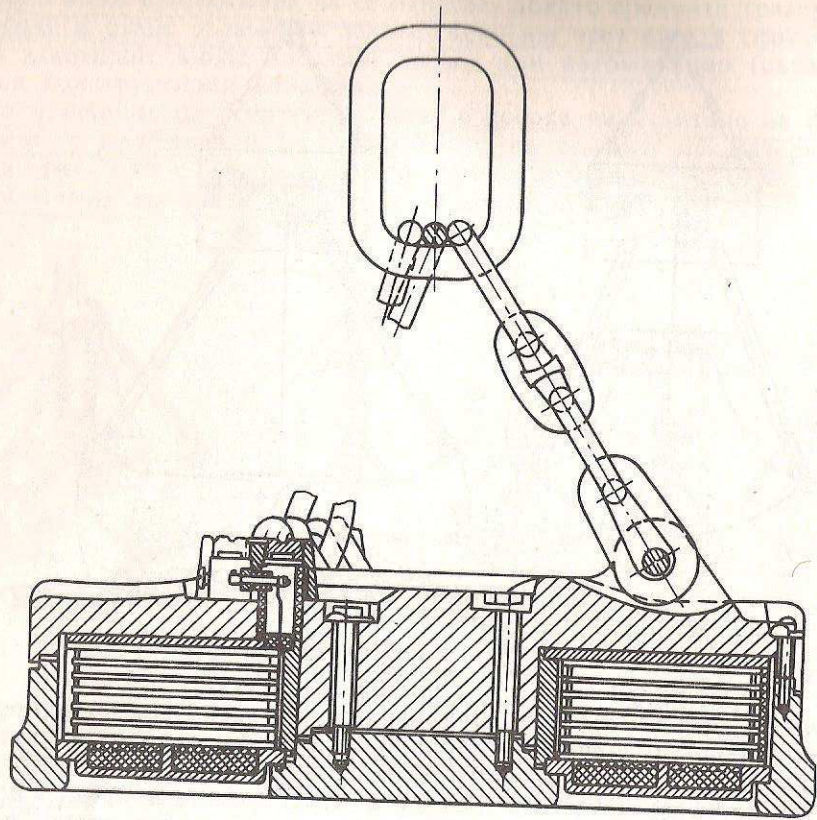
Особеността на моторния грайфер се състои в опасността от претоварване на механизма, чрез който се отварят и затварят челюстите. За целта е необходимо да се предвидят крайни изключватели, които да изключват електродвигателя при двете крайни положения на челюстите. Заседните крайните изключватели в механизма трябва да се предвидят и други предпазни устройства (фрикционен преплъзвач съединител), за да се предотврати той от претоварване по време на самото загребване на материала.

1.3.3. СПЕЦИАЛНИ ТОВАРОЗАХВАЩАЩИ УСТРОЙСТВА

В съвременната практика се използват извънредно голям брой специални товарозахващащи устройства. Особено характерни са те за машините, които работят с т.нар. сменни товарозахващащи устройства. Тук ще се ограничим само с два вида от тях - товароподемни електромагнитни и вакуумни смукачи.

Товароподемни електромагнити. Товароподемните електромагнити (фиг. 1.48) намират приложение за захващане на стоманени материали с определени магнитни качества. Те не са напълно самостоятелни товарозахващащи приспособления, а чрез верига се окачват за куката на подемния механизъм.

Товароподемните електромагнити представляват стоманено тяло, в кухината на което е поставена електромагнитна бобина, захранвана с постоянен ток чрез кабел, който се навива и развива на специален барабан. Движението на този барабан се синхронизира с движението на барабана на подемния механизъм.



Фиг. 1.48. Товароподемен електромагнит

подемното въже, с което се издига и спуска товароподемният електромагнит. Под действието на образуваното електромагнитно поле материалът се поспва от долната страна на електромагнита. Разтоварването става, като се изключи електрическият ток.

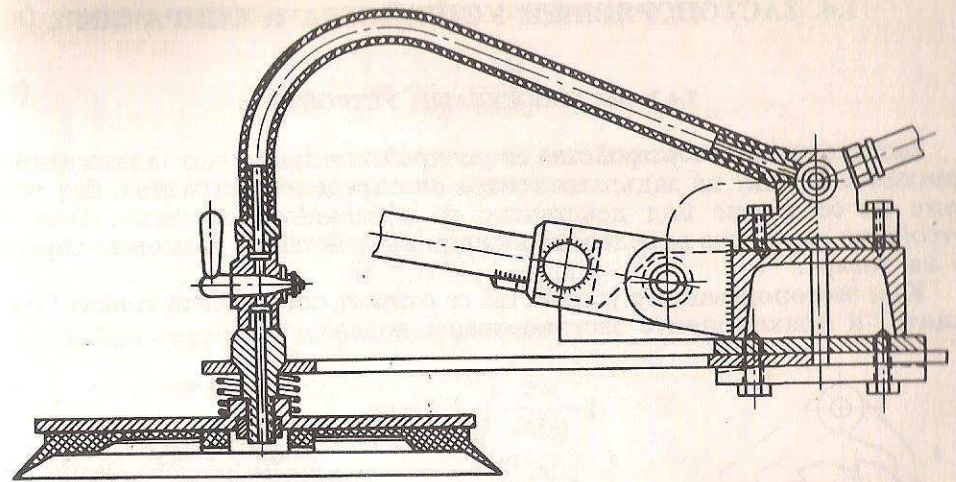
Товароподемните електромагнити се изпълняват с различна товароподемност. Трябва да се има предвид обаче, че товароподемността зависи до голяма степен от вида на материала и от магнитните му свойства.

Вакуумни смукачи. Вакуумните смукачи са твърде перспективен тип товарозахващащи устройства за единични товари. Рационално е тяхното използване при захващане на товари, като листове от метал и пластмаси, дървени плоскости, книжни торби с цимент, бетонни панели и др. Принципно им устройство е показано на фиг. 1.49.

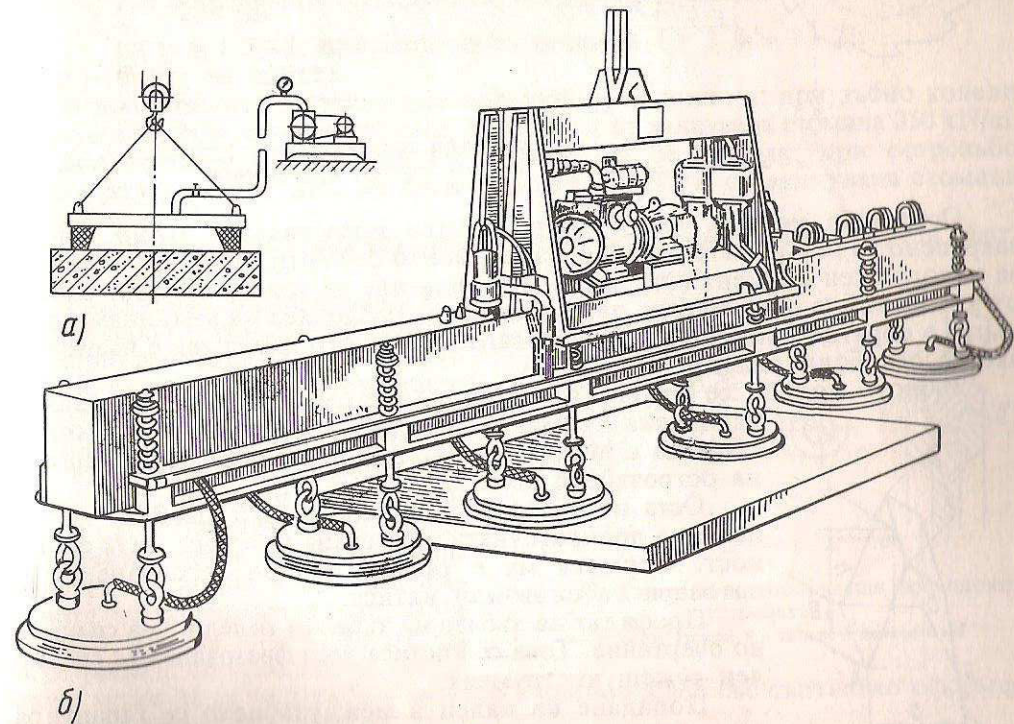
За вдигане на тежки товари или товари с големи размери се използват батерии смукачи, закрепени към една обща траверса или рамка (фиг. 1.50). Тази батерия се закачва към куката на крана или към вилиците на подемната уредба на високоповдигача.

Свързването на вакуумния смукач (цялата батерия) с пневматичната вакуумна уредба може да стане по два начина:

— чрез поставяне на вакуумната уредба (вакуумпомпа и електродвигател) на кранова количка, като връзката с батерията се осъществява с маркуч;



Фиг. 1.49. Вакуумен смукач



Фиг. 1.50. Вакуумни смукачи

а - схема на единичен; б - батерия от вакуумни смукачи

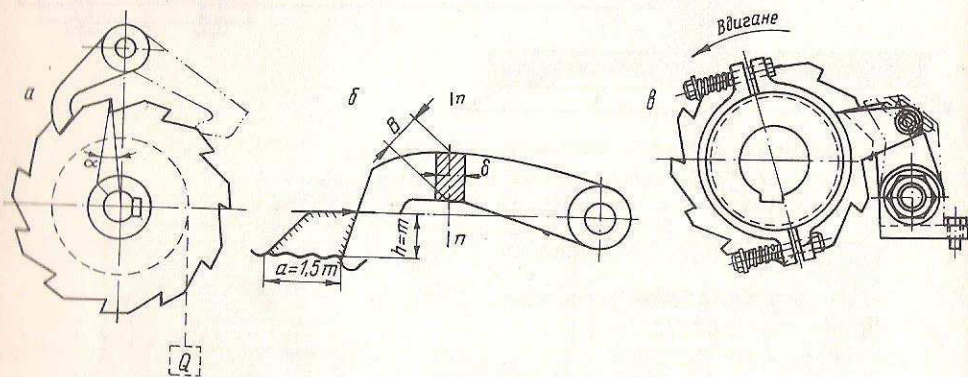
— чрез поставяне на вакуумната уредба на самата траверса или рамката на батериите, като с кабел (както при товароподемните електромагнити) се подава ток на електродвигателя, който задвижва вакуумпомпата.

1.4. ЗАСТОПОРЯВАЩИ УСТРОЙСТВА И СПИРАЧКИ

1.4.1. ЗАСТОПОРЯВАЩИ УСТРОЙСТВА

Застопоряващите устройства се употребяват при ръчно задвижвани механизми и служат да задържат товара на определена височина, без той да може да се спусне под действието на собственото си тегло. При тези устройства само чрез определено външно въздействие е възможно спускането на товара.

Към застопоряващите устройства се отнасят острозъбите колела (храполиците) и фрикционните застопоряващи колела.



Фиг. 1.51. Острозъби колела

a – общ вид; *b* – изчислителна схема; *c* – устройство за обезшумяване

Острозъбо колело. Острозъбото колело представлява зъбно колело, закрепено за вал на механизма и палец, който се върти около ос, закрепена за неподвижен елемент (фиг. 1.51). При вдигане на товара палецът отскача от зъб на зъб, а при спиране на въртенето не позволява на механизма да се върти в обратна посока и задържа товара. Обратното движение е възможно, ако се освободи палецът.

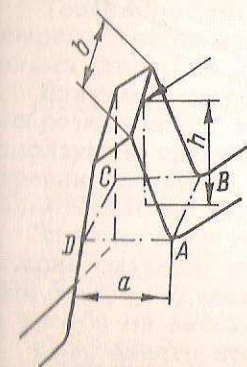
Зъбното колело се отлива от чугун или стомана или се нарязва от валцована стомана. Палецът се изработва от кована стомана с дебелина, 1–2 mm по-голяма от дебелината на острозъбото колело.

Оста на въртене на палеца на острозъбото колело лежи на допирателната, прекарана към върховата окръжност. Формата му е такава, че при зацепване да се натовари на опън или натиск.

Профилът на зъбите на зъбното колело има специално очертание. Това се постига чрез фрезование със специален режещ инструмент.

Попадане на палец в междузъбието се гарантира, ако е спазено условието $\alpha > \rho$, т.е. ъгълът на наклона на зъба α е по-голям от ъгъла на триене ρ .

Модулът m ($m = \frac{t}{\pi}$, където t е стъпката, мерена по върховата окръжност) се намира от уравнения, изведени при следните условия (фиг. 1.52):



Фиг. 1.52. Зъб на острозъбо колело – ясно тно оразмеряване

а) условие за допустимо линейно натоварване

$$(1.44) \quad m = \sqrt{\frac{2M}{\psi z [q]}}$$

б) условие за допустимо напрежение на огъване при зъбно колело с външно назъбване

$$(1.45) \quad m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{2M}{\psi z [\sigma]}}$$

при зъбно колело с вътрешно назъбване

$$(1.46) \quad m = 1,1 \sqrt[3]{\frac{2M}{\psi z [\sigma]}}$$

В уравненията са означени:

M е въртящият момент на вала, на който е монтирано острозъбото колело в Nm;

ψ – отношението на дебелината на зъба на колелото b към модула,

т.е. $\psi = \frac{b}{m}$ (при материал на острозъбото колело чугун или стомана $\psi = 1,5 \div 4$, при валцована стомана Ст 3 $\psi = 1 \div 2$);

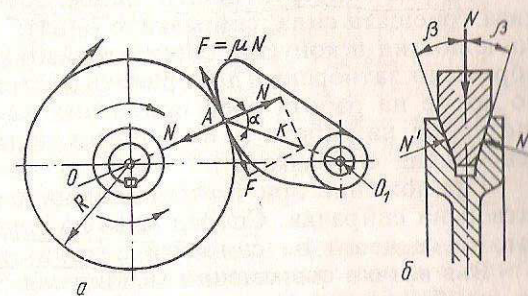
z – броят на зъбите.

За допустимото линейно натоварване $[q]$ се приема: при зъбно колело от чугун 150 kN/m, от лята стомана 300 kN/m и от валцована стомана 350 kN/m.

Допустимото напрежение на огъване $[\sigma]$ се приема: при острозъбо колело от чугун 300 MPa, от лята стомана 80 MPa и от валцована стомана 100 MPa.

Палецът се изчислява като ексцентрично натоварена права греда (фиг. 1.51 б).

Фрикционни застопоряващи колела. Ударното натоварване, съпътстващо работата на острозъбите колела, се избягва с фрикционните застопоряващи колела. Те се състоят от фрикционно колело, закрепено към въртящ се вал от подемния механизъм, и палец, притискащ се към него. Най-простото решение на фрикционното застопоряващо колело се получава, когато повърнината на колелото е гладка, а палецът плосък (фиг. 1.53 а). За да се увеличи сигурността на задържане, може да се употреби и колело с клинов жлеб със съответно оформен на него палец (фиг. 1.53 б).



Фиг. 1.53. Схеми на застопоряващи фрикционни устройства

a – с гладко колело; *b* – колело с клинов жлеб

При въртене на колелото по посока, съответстваща на издигане на товара, палецът е така разположен, че не пречи на въртенето. При стремежа на механизма под действието на теглото на товара да се върне обратно палецът се увелича от шайбата и механизмът се застопорява от силата на триене $F = \mu N$ между колелото и палеца, предизвикана от нормалния натиск N .

Условието за задържане при фрикционно застопоряващо гладко колело и плосък палец е

$$(1.47) \quad \operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg} \rho.$$

Това показва, че ъгълът α трябва да бъде винаги по-малък от ъгъла на триене ρ . Известно е, че ъгълът на триене е около $5-6^\circ$. При такъв малък ъгъл точката на допирание е много близка до правата, която свързва двата центъра O и O_1 . Ето защо при интензивно износване на елементите и еластичните деформации на системата условието за застопоряване бързо се нарушава.

Условието за задържане при фрикционното застопоряващо колело с клинов жлеб и палец със съответстващата на жлеба форма е

$$(1.48) \quad \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta}.$$

Обикновено при $\mu = \operatorname{tg} \rho = 0,1$ и $\beta = 25-30^\circ$ се получава $\alpha = 10-13^\circ$, при които са гарантирани добри условия на работа на фрикционното застопоряващо колело.

Общо взето, работата на фрикционните застопоряващи колела не е така сигурна както на острозъбите колела, поради което те намират ограничено приложение.

1.4.2. СПИРАЧКИ

Спирачките са едни от най-отговорните елементи при подемно-транспортните машини. С тях се създава достатъчна по големина триеща сила, която да е в състояние да спре механизма за определено време и на определено разстояние.

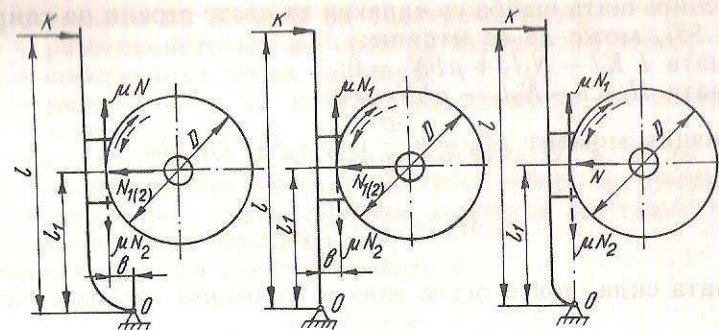
Според конструктивните особености на елементите, чрез които се създава триещата сила, спирачките биват: челюстни, лентови, дискови, дисково-челюстни и конусни; според взаимодействието на триещите повърхнини: нормално затворени (допирането на триещите се повърхнини се нарушава по време на работа след прилагане на външна сила), нормално отворени (по време на работа не се изисква прилагане на външна сила, за да бъде освободена спирачката).

Приложение при товароподемните машини намират главно нормално затворени спирачки. Според хода на устройството, чрез което се освобождават, те се делят на спирачки с дълъг и с къс ход.

Във всички съвременни механизми спирачката се поставя върху спирачна шайба, закрепена към входящия вал на редуктора, като най-често за спирачна шайба се използва един от дисковете на еластичния съединител, който свързва вала на редуктора с вала на електродвигателя. В случаите, при които се налага да се гарантира по-голяма сигурност, могат да се употребят две спирачки – едната на входящия вал на редуктора, а другата – на последното (рядко междинното) звено на кинематичната верига.

Най-общото условие, за да има спиране, е създаденият от спирачката спирачен момент $M_{\text{сп}}$ да бъде по-голям от въртящия момент M_n , приведен към оста на вала, на който се намира спирачката, т.е.

$$M_{\text{сп}} > M_n.$$



Фиг. 1.54. Изчислителни схеми на едночелюстни спирачки

Големината на спирачния момент $M_{\text{сп}}$, който спирачката трябва да създава, зависи от вида на механизма и от условията на неговата работа.

Челюстни спирачки. Челюстните спирачки биват: едночелюстни (фиг. 1.54) и двучелюстни (фиг. 1.55). Челюстите както при едночелюстните, така и при двучелюстните спирачки могат да бъдат неподвижно или шарнирно закрепени за съответните лостове.

Едночелюстните спирачки намират малко приложение в механизмите на подемно-транспортните машини, и то предимно за ръчно задвижващи механизми. Нормалната сила N при едночелюстните спирачки се поема от вала, на който е монтирана спирачната шайба, която е причина за по-голямото натоварване на вала и лагерите му.

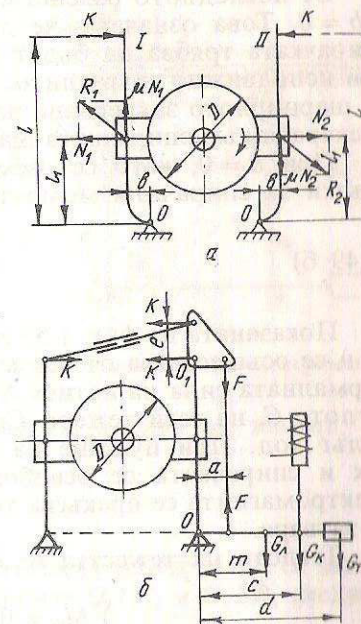
Пресмятането на едночелюстните спирачки е аналогично на пресмятането на двучелюстните спирачки, приведено по-долу.

Двучелюстните спирачки имат най-голямо разпространение почти при всички видове механизми на подемно-транспортните машини.

Връзката между приложената външна сила K и създадената от нея нормална сила N между допиращите се повърхнини при избраната посока на действие на въртящия момент се намира от моментното равенство спрямо точката O (фиг. 1.55). При това трябва да се има предвид, че директрисата на силата N зависи от закона за разпределение на повърхностното налягане по дължината на допиращата повърхнина на челюстта. Съществуват няколко начина, чрез които може да се определи положението на тази директриса.

Разглежданията, които се правят тук, се основават на най-простия и съществено най-разпространен начин на изчисляване, при който се приема равномерно разпределение на повърхностното налягане по дължина на челюстта. Това означава, че директрисата на нормалната сила минава през средата на челюстта.

Ако се предположи, че силата K и коефициентът на триене μ между



Фиг. 1.55. Изчислителни схеми на двучелюстна спирачка с дълъг ход на електромагнита

челюстта и спирачната шайба са еднакви за двете страни на спирачката - I и II (фиг. 1.55), може да се напише:

$$\begin{aligned} \text{за страната I } Kl - N_1 l_1 + \mu b N_1 &= 0; \\ \text{за страната II } Kl - N_2 l_1 - \mu b N_2 &= 0. \end{aligned}$$

За спирачния момент $M_{\text{сп}} = \mu \frac{D}{2} (N_1 + N_2)$ следва

$$(1.49 \text{ а}) \quad M_{\text{сп}} = \frac{\mu D l_1}{l_1^2 - \mu^2 b^2} K.$$

Напречната сила, която огъва вала и натоварва лагерите, се определя от израза

$$(1.50) \quad \Delta R = R_1 - R_2 = 2K \frac{\mu l b \sqrt{1 + \mu^2}}{l_1^2 - \mu^2 b^2}.$$

От последното равенство се вижда, че за да бъде $\Delta R = 0$, необходимо е $b = 0$. Това означава, че при шарнирно закрепена челюст лостовите на спирачката трябва да бъдат прави. Ако се направят същите разглеждания при неподвижно свързани за лостовите челюсти, ще се установи, че точката на шарнирното закрепване на лостовите трябва да лежи на допирателната, прекарана към спирачната шайба и перпендикулярна на нормалната сила N .

При $b = 0$, като се вземат под внимание и загубите в шарнирните връзки за спирачния момент, може да се напише

$$(1.49 \text{ б}) \quad M_{\text{сп}} = \mu K D \frac{l}{l_1} \eta.$$

Показаната на фиг. 1.55 спирачка е една от често срещаните. Затварянето ѝ се осъществява от тежест, което означава, че силата K , която създава нормалната сила на натиск N и съответния спирачен момент, се създава от теглото G_r на тази тежест. Спирачката се освобождава от електромагнит с дълъг ход. При пускане на електродвигателя в електромагнита протича ток и спирачката се освобождава. При спиране на електродвигателя в електромагнита се прекъсва токът и под действието на тежестта спирачката се затваря.

Теглото на тежестта се определя по следния начин (фиг. 1.55 б):

$$(a) \quad \sum M_O = 0; \quad Fa = G_r m + G_x c + G_r d;$$

$$(b) \quad \sum M_{O_1} = 0; \quad Fa = Ke$$

или

$$(в) \quad G_r = \frac{Ke - (G_r m + G_x c)}{d}.$$

Като се замести значението на силата K , определено от уравн. 1.49 б, се получава

$$(1.51) \quad G_r = \left[\frac{M_{\text{сп}} l_1}{\mu D l} e - (G_r m + G_x c) \right] \frac{1}{d \eta},$$

където G_x е теглото на котвата на електромагнита,
 c - разстоянието му до оста на въртене на лоста;
 G_r - собственото тегло на лоста;
 m - разстоянието от центъра на тежестта на лоста до оста на въртенето му.

При предварителните изчисления теглата G_x и G_r се пренебрегват, като след конструирането на спирачката и избора на електромагнита се вземат под внимание, като се прави корекция на тежестта G_r или на рамото, на което тя се поставя.

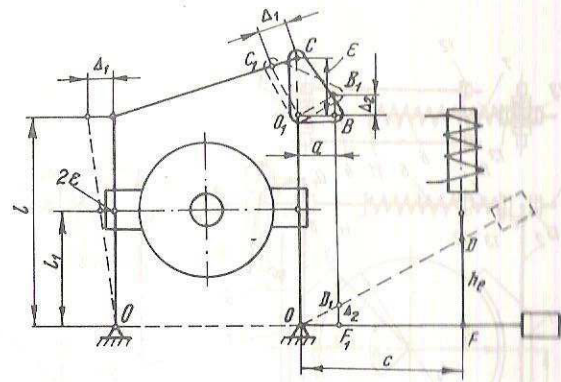
Подемната сила на електромагнита е

$$(1.52) \quad F_M = \left(\frac{G_r d + G_r m}{c} + G_x \right) \frac{1}{\eta}.$$

От таблици се приема

$$(F_M)_{\text{табл}} \geq F_M.$$

Ходът на котвата на електромагнита, необходим за осигуряване на хлабина между челюстта и спирачната шайба, се определя чрез последователно разглеждане на няколко подобни триъгълника. Сумарното хоризонтално преместване Δ_1 на горните краища на двата лоста, за да се създаде между всяка челюст и спирачния диск хлабина ε (фиг. 1.56), се определя, като се приеме, че едната челюст се премества на разстояние 2ε . Тогава ще имаме



Фиг. 1.56. Схема за определяне хода на електромагнита

$$(a) \quad \Delta_1 = 2\varepsilon \frac{l}{l_1}.$$

При завъртане на лоста свързващата триъгълна плоча също се завърта на определен ъгъл. От подобие на триъгълниците $O_1 C C_1$ и $O_1 B B_1$ следва, че

$$(b) \quad \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \frac{e}{a}$$

и

$$(в) \quad \Delta_2 = 2\varepsilon \frac{la}{l_1 e}.$$

От подобие на триъгълниците OFD и $OF_1 D_1$ за теоретичния ход h_0 на електромагнита се получава

$$(г) \quad \frac{h_0}{c} = \frac{\Delta_2}{a}$$

и

$$(д) \quad h_0 = 2\varepsilon \frac{lc}{l_1 e}.$$

пределният теоретичен ход h_0 на електромагнита следва да се увеличи с 10%, за да се поемат хлабините в шарнирните връзки:

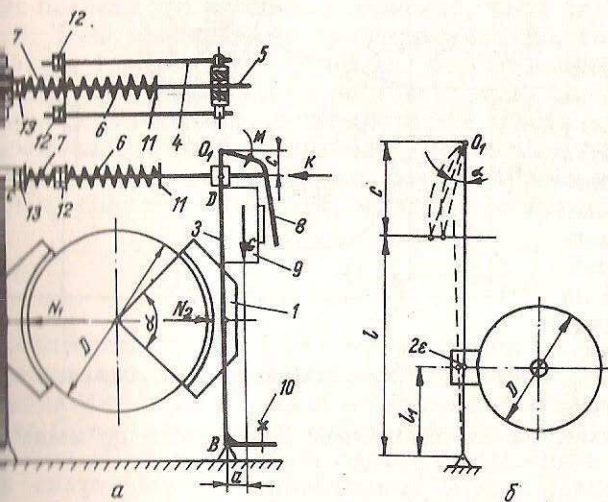
$$h = 2,2 \varepsilon \frac{lc}{l_1 e}$$

При употребата на електромагнит с дълъг ход само 0,70 до 0,85 от общата на хода $h_{\text{табл}}$, дадена в таблици, може да се използва поради износването на облицовката на спирачката и деформацията на елементите на шарнирната връзка. Ето защо ходът на електромагнита $h_{\text{табл}}$ от таблици трябва да се избира

$$h_{\text{табл}} \geq \frac{h}{(0,70 - 0,85)}$$

Разглежданата спирачка не отговаря на съвременните изисквания за конструиране на механизми с повишени скорости. Преди всичко в нея има доста лостове и шарнирни връзки, които са причина за известен мъргъв ход и инертност на системата.

На фиг. 1.57 а е показана спирачка, при която затварянето се извършва с пружина, а отварянето – от електромагнит с къс ход. Тя има по-малък брой лостове и шарнирни връзки. Принципно действие на спирачката е следният. Работната пружина б в единия си край опира



Фиг. 1.57. Двучелюстна спирачка с къс ход на електромагнита: а – общ вид; б – схема за определяне хода на електромагнита

се надлъжно на пръта 5 шайба 11, а от другата страна – в пръта 4, шарнирно свързан с десния лост 3. Прътът се издърпва от работната пружина и чрез две гайки 13 е свързан с левия лост 2. В противоположната страна прътът се допира до котвата 8 на електромагнита 9. Гайките 12 стават за регулиране на силата на работната пружина. Работната пружина е свита и се стреми да се разтегне и по този начин раздвигат двата лоста и закрепените за тях челюсти към спирачката шайба. При включване на електрически ток котвата се завърта около точката на шарнирното ѝ закрепване O_1 на известен малък ъгъл и притиска пръта, на което работната пружина се свива допълнително. Това означава, че крайните точки на опирание на пружината се доближават, а двата лоста и закрепените за тях челюсти се раздалечават и спирачката се отваря. Действието на теглото на електромагнита най-напред се освобождава левия лост, като с помощта на винта 10 се ограничава неговият ход. Под действието на спомогателната пружина 7 се освобождава левия лост със

закрепената за него челюст.

Силата на работната пружина F_p при приета сила на спомогателната пружина $F_{\text{спом}}$ (обикновено за $F_{\text{спом}}$ се приема 20–80 N) се определя от израза (фиг. 1.57 а)

$$(1.54) \quad F_p = K + F_{\text{спом}} = \left(\frac{M_{\text{ен}} \cdot l_1}{\mu D \cdot l} + F_{\text{спом}} + \frac{Ga}{2l} \right) \frac{1}{\eta}$$

Моментът, който електромагнитът трябва да развие, за да се освободи спирачката, се определя от израза

$$(1.55) \quad M_{\text{ен}} = F_p \cdot c$$

От таблица се избира

$$(M_{\text{ен}})_{\text{табл}} \geq M_{\text{ен}}$$

Теоретичният ъгъл на завъртане на електромагнита (фиг. 1.57 б) е

$$(1.56) \quad \alpha^\circ = 2 \varepsilon \frac{l}{cl_1} \cdot \frac{180}{\pi}$$

При употребата на електромагнит с къс ход от таблици се избира

$$(\alpha)_{\text{табл}} \geq 2\alpha_0$$

като се приема, че само половината от хода се използва, а останалата половина се запазва за компенсиране на износването на облицовката и деформация на лостовете.

За хлабината ε , която трябва да съществува между челюстта и спирачката шайба при отворено положение на спирачките, се приемат стойности, дадени в табл. 1.4.

Таблица за избиране на хлабината

Таблица 1.4

Диаметър на шайбата D в mm	100	200	300	400	500	600	700	800
Хлабина ε в mm	0,6	0,8	1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	1,75

За да няма бързо износване на триещите се повърхнини, средното повърхностно налягане $p_{\text{ср}}$ не трябва да надвишава определени граници. Средното повърхностно налягане при широчина на челюстта B и ъгъл на обхващане α се определя от израза

$$(1.56) \quad p_{\text{ср}} = \frac{N}{B D \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{M_{\text{ен}}}{\mu D^2 B \sin \frac{\alpha}{2}}$$

Триещата повърхнина на челюстите се облицова със специален материал с повишени качества на триене. Такива са феродо, дърво, синтетични материали и др.

Лентови спирачки. За да се реализират по-големи спирачни моменти,

ползват се лентови спирачки. При тях спирачният ефект се създава от натискане на лента около спирачната шайба.

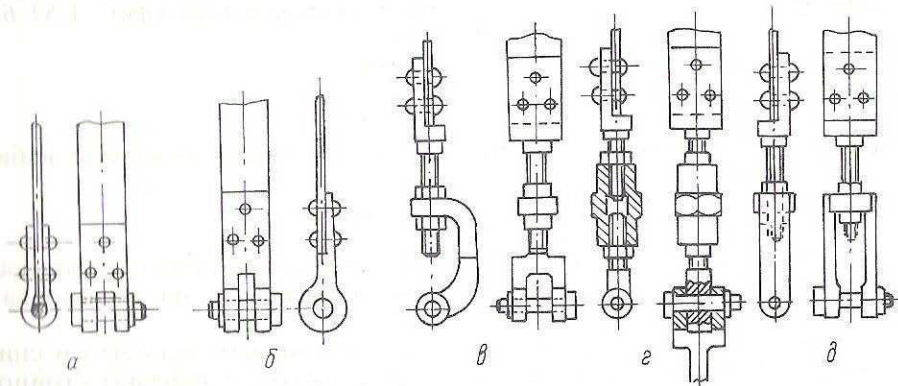
Главният работен елемент на тези спирачки е лентата. Тя се изработва мека стомана с дебелина, не по-голяма от 5 mm, тъй като при по-дебели ленти не може да се осигури доброто им прилягане около спирачната шайба. Широчината на лентата е с 6–10 mm по-малка от тази на спирачната шайба, за да се осигури правилното ѝ прилягане.

Лентата се облицова със специален материал, с което се увеличава ефициентът на триене. Облицоването е непрекъснато по цялата дължина на лентата, за което се използва най-често феродо-фибър или феродо-азест с дебелина до 10 mm.

Стоманени ленти без облицовка се употребяват само при малки натоварвания и неотговорни механизми.

Облицовката се закрепва за лентата с нитове със скрита глава както при челостните спирачки.

Краищата на лентата са снабдени със специални накрайници, чрез които тя се захваща към лоста или към неподвижния елемент (фиг. 1.58 а–д).



Фиг. 1.58. Решения за оформление краищата на лентите

Пресмятането на лентовите спирачки става, като се излезе от връзката между силите на опън в навлизащия клон F_1 и излизащия клон F_2 . Известно е от механиката, че ако лентата се разглежда като идеално гъвкав елемент с допиране по цялата дължина на дъгата на обхващане, важат Ойлеровите зависимости

$$(1.57) \quad \frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu\alpha}$$

$$(1.58) \quad M_{\text{сш}} = \frac{D}{2} (F_1 - F_2),$$

където D е диаметърът на спирачния диск;

μ – коефициент на триене между лентата и диска;

α – ъгълът на обхващане.

В зависимост от начина на закрепване на краищата на лентата за съответните елементи лентовите спирачки биват: проста, диференциална и сумираща. В зависимост от хода на котвата на електромагнита те биват с дълъг и къс ход.

При простата спирачка с дълъг ход на електромагнита (фиг. 1.59) единият край на лентата е закрепен шарнирно за неподвижен елемент,

най-често в точката на въртене на лоста, а другият – за самия лост. В края на лоста се поставя тежест с тегло G_T , която създава сила на опън в лентата и я притиска към спирачната шайба. Между тежестта и точката на закрепване на лентата за лоста се поставя електромагнитът.

От $\sum M_0 = 0$ на действащите сили върху лоста при действие на въртящия момент по посока на часовниковата стрелка следва, че

$$(1.59) \quad G_T = [F_2 a - (G_n m + G_x c)] \frac{1}{d}.$$

От (1.57), (1.58) и (1.59 а) при непрекъснато допиране на лентата около диска се получава

$$(1.59 б) \quad M_{\text{сш}} = \frac{D}{2} (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{(G_T d + G_n m + G_x c)}{a} \eta.$$

При обратната посока на действие на въртящия момент се получава за теглото на противотежестта

$$G_T' = [F_1 a - (G_1 m + G_x c)] \frac{1}{d},$$

за спирачния момент

$$(1.60) \quad M_{\text{сш}}^1 = \frac{D}{2} \cdot \frac{(e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha}} \cdot \frac{(G_T d + G_n m + G_x c)}{a} \cdot \eta.$$

Тъй като тежестта е една и съща ($G_T = G_T'$), уравн. (1.59) и (1.60) показват, че простата лентова спирачка не е пригодена да се употребява за различни посоки на действие на въртящия момент, понеже спирачният ефект е различен. При въртящ момент по посока на часовниковата стрелка се получава по-голям спирачен ефект, отколкото в обратна посока. При подходящо разположение простата лентова спирачка се използва при някои подемни механизми.

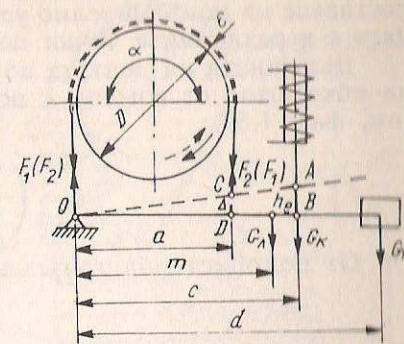
Подемната сила на електромагнита се намира от израза

$$(1.61) \quad F_M = \left[\frac{(G_T d + G_n m)}{c} + G_x \right] \frac{1}{\eta}.$$

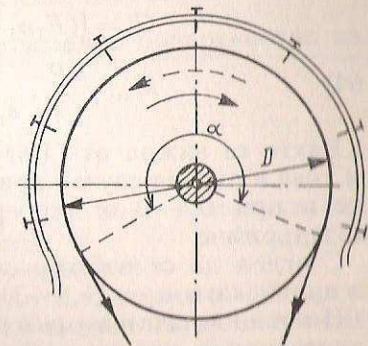
От таблицата се избира

$$(F_M)_{\text{табл}} \geq F_M.$$

Между лентата и спирачната шайба трябва да се създаде хлабина ε , еднаква по цялата дължина на дъгата на обхващане, за да се освободи спирачката. Това се постига чрез



Фиг. 1.59. Изчислителна схема на проста лентова спирачка



Фиг. 1.60. Устройство за осигуряване еднаква хлабина по цялата дължина на дъгата на допиране

поставяне на допълнително устройство (фиг. 1.60), което ограничава хлаби-ната ε в различните точки по дъгата на обхващане.

Дължината на лентата по дъгата на обхващане при един и същи ъгъл на обхващане се изменя в положение на освободена и стегната лента c (вж. фиг. 1.59):

$$\Delta = \left(\frac{D}{2} + \varepsilon \right) \alpha - \frac{D}{2} \alpha = \varepsilon \alpha.$$

От подобие на триъгълниците OAB и OCD следва

$$\frac{\Delta}{a} = \frac{h_0}{c},$$

и по-нататък за теоретичния ход на електромагнита

$$(1.62) \quad h_0 = \varepsilon \alpha \frac{c}{a}.$$

При диференциалната спирачка двата края на лентата са закрепени за лоста така, че точката на въртенето му лежи между тях (фиг. 1.61). По същия начин както при простата лентова спирачка се установява връзката между теглото на тежестта и необходимия спирачен момент.

При действие на въртящия момент по часовниковата стрелка се получава

$$(1.63) \quad G_T = [(F_2 a_1 - F_1 a_2) - (G_L m + G_X c)] \frac{1}{d} \quad \text{и}$$

$$M_{\text{сн}} = \frac{D}{2} \cdot \frac{e^{\mu a} - 1}{a_1 - a_2 e^{\mu a}} \cdot (G_T d + G_L m + G_X c) \eta.$$

При действие на въртящия момент обратно на часовниковата стрелка

$$(1.64) \quad G'_T = [(F_1 a_1 - F_2 a_2) - (G_L m + G_X c)] \frac{1}{d} \quad \text{и}$$

$$M'_{\text{сн}} = \frac{D}{2} \cdot \frac{e^{\mu a} - 1}{a_1 e^{\mu a} - a_2} \cdot (G_T d + G_L m + G_X c) \eta.$$

Както се вижда от (1.63) и (1.64), спирачните моменти са различни. При това в първия случай при $a_1 - a_2 e^{\mu a} \rightarrow 0$ и във втория при $a_1 e^{\mu a} - a_2 \rightarrow 0$ може и при $G_T \rightarrow 0$ се получава безкрайно голям спирачен момент, т.е. самозадържане.

С оглед да се избегне самозадържането, препоръчва се да се избира $a_1 > a_2 e^{\mu a}$, като $a_1 = (1,5 \div 3) a_2$ и $a_2 = 30 - 50$ mm.

По същия начин на разглеждане както при простата лентова спирачка теоретичния ход на котвата на електромагнита се получава

$$(1.65) \quad h_0 = \varepsilon \alpha \frac{c}{a_1 - a_2}$$

При сумиращата лентова спирачка двата края на лентата са закрепени така за лоста, че силите F_1 и F_2 създават спрямо точката на въртене еднопосочни моменти (фиг. 1.62).

При действие на въртящия момент по посока на часовниковата стрелка за теглото на тежестта и за спирачния момент се получава

$$G_T = [(F_2 a_1 + F_1 a_2) - (G_L m + G_X c)] \frac{1}{d},$$

$$(1.66) \quad M_{\text{сн}} = \frac{D}{2} \cdot \frac{e^{\mu a} - 1}{a_1 + a_2 e^{\mu a}} \cdot (G_T d + G_L m + G_X c) \frac{1}{\eta},$$

съответно

$$(1.67) \quad M'_{\text{сн}} = \frac{D}{2} \cdot \frac{e^{\mu a} - 1}{a_1 e^{\mu a} - a_2} \cdot (G_T d + G_L m + G_X c) \eta.$$

Сумиращата спирачка при $a_1 = a_2$ се явява равностойна независимо от посоката на действие на въртящия момент. Това я прави удобна за използване, когато моментът мени посоката си, както е случаят при механизмите за постъпателно и въртливо движение.

За теоретичния ход на котвата на електромагнита се получава

$$(1.68) \quad h_0 = \varepsilon \alpha \frac{c}{a_1 + a_2}.$$

Подемната сила на електромагнита при диференциалната и при сумиращата лентова спирачка се определя от уравн. (1.61).

При избора на действителния ход на котвата на електромагнита при всички лентови спирачки от таблици трябва да се имат предвид съображенията, които се изтъкнаха при разглеждането на челюстните спирачки с дълъг ход на електромагнита.

Основното предимство на лентовите спирачки се състои в реализирането на голям спирачен момент. Те обаче натоварват вала със значителни по големина напречни сили. От тази гледна точка те не се поставят на вала на електродвигателя, а на някой междинен вал или на крайния вал на кинематичната верига.

Лентовите спирачки се проверяват на максимално повърхностно налягане, определено от израза

$$(1.69) \quad p_{\text{max}} = \frac{2F_{\text{max}}}{DB} \leq [p],$$

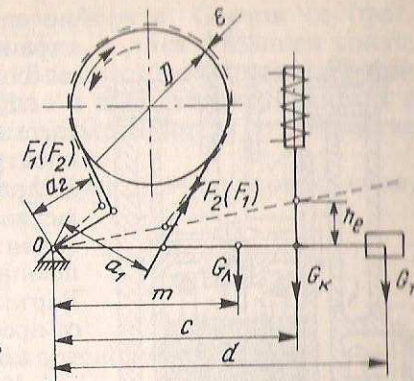
където F_{max} е най-голямата стойност на силата на опън в лентата;

D – диаметърът на спирачната шайба;

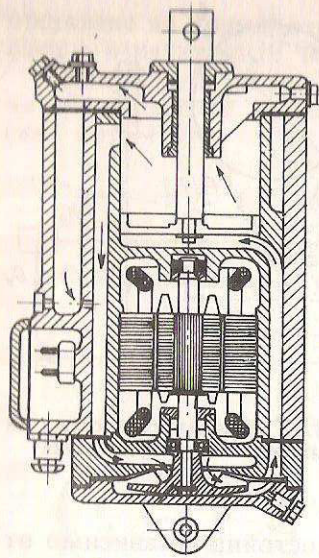
B – широчината на лентата (по допирането).

Поради гъвкавост на лентата повърхностното налягане в границите на ъгъла на обхващане не е еднакво и износването съответствува на изменението на опъването.

Освобождаването на челюстните и лентовите спирачки с електромагнити и затварянето им с помощта на пружини и тежести е рязко и съпроводи-



Фиг. 1.62. Изчислителна схема на сумираща лентова спирачка



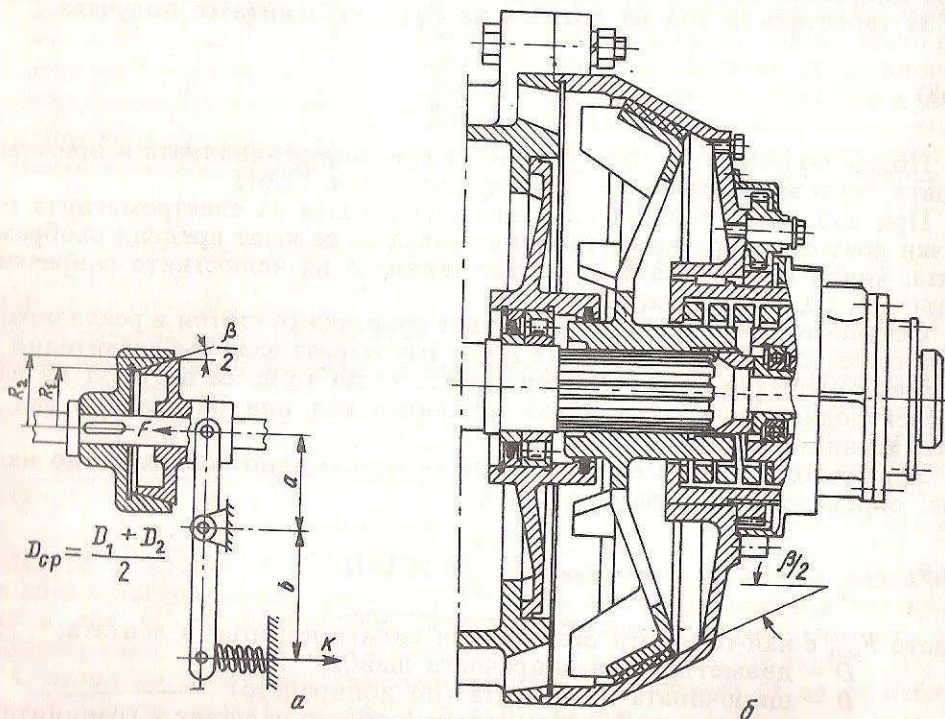
но с известни удари. Електромагнитите от своя страна не създават възможност за плавно изменение на спирачния момент в процеса на спирането.

Едно решение, при което се избягват недостатъците на спирачните електромагнети, е специалният електрохидравличен тласкач (елдро) (фиг. 1.63). Елдрото представлява един напълно самостоятелен механизъм, който се състои от центробежна помпа, задвижвана от малък електродвигател, и бутална помпа, свързана с лостовата система на спирачката. Въртеливото движение на вала на електродвигателя се преобразува в постъпателно движение на буталото, което се движи плавно с постоянна скорост.

Конусни спирачки. При конусната спирачка силата, която трябва да се приложи, за да се осъществи спирането, е насочена по оста на вала, на който е монтирана (фиг. 1.64).

Конусната спирачка намира приложение при

◀ Фиг. 1.63. Електрохидравличен тласкач



Фиг. 1.64. Конусна спирачка
а - изчислителна схема; б - конструкция

ръчно задвижвани механизми и при електротелферите. Състои се (фиг. 1.64 а) от диск с вътрешен конус, закрепен за вала, и диск с външен конус, закрепен чрез лоста за неподвижен елемент. Възможно е и решение, при което дискът с вътрешния конус да бъде свързан и неподвижно, а дискът с външния конус да се закрепва за вала и да има възможност да се премества осово (фиг. 1.64 б).

При приложена външна сила върху лоста K (фиг. 1.64 а) осовата сила, която осъществява преместването на диска, е

$$F = \frac{b}{a} K.$$

Спиране ще настъпи, ако е удовлетворено условието

$$\mu N \geq U.$$

Като се вземе предвид, че $N = \frac{F}{\sin \frac{\beta}{2}}$ и $U = \frac{2M_b}{D_{cp}}$ за силата, която

притиска диска, може да се напише

$$(1.70) \quad K \geq \frac{2aM_b \sin \frac{\beta}{2}}{\mu b D_{cp}}.$$

Широчината на допирната конусна повърхнина се определя от допустимото повърхностно налягане по формулата

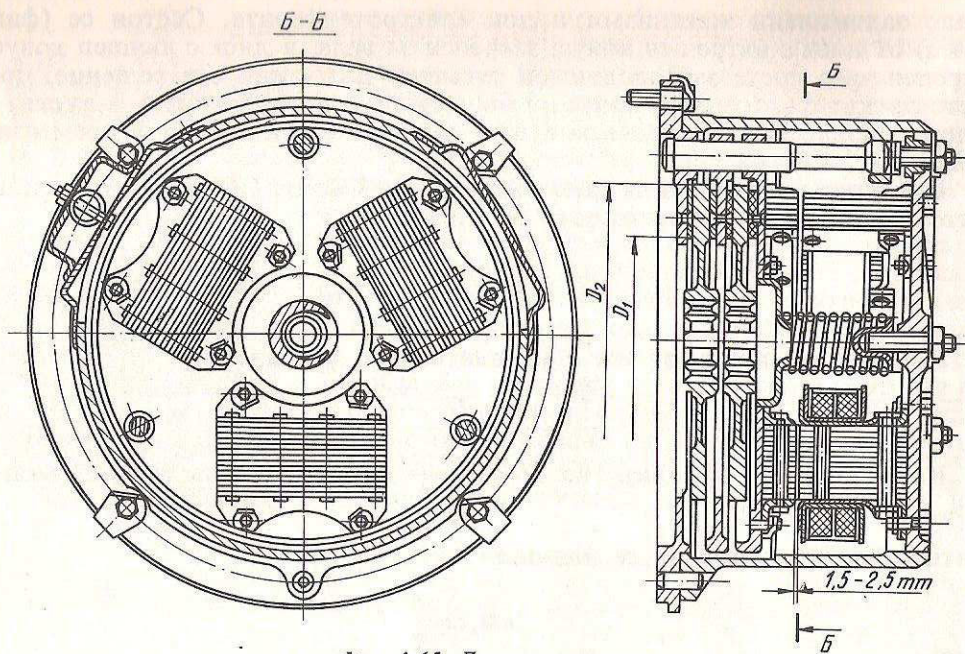
$$(1.71) \quad B = \frac{N}{\pi D_{cp} [p]}.$$

В горните формули означават:

- M_b - въртящ момент на вала на спирачката;
- U - периферна сила;
- K - сила на притискане на лоста;
- N - нормална сила на притискане на триещите конуси;
- μ - коефициент на триене;
- p - повърхностно налягане на триещите повърхнини;
- D_{cp} - среден диаметър на триещия конус (с който с известно приближение може да се замести диаметърът на окръжността, по която трябва да се приложи сумарната триеща сила, за да се създаде действителният триещ момент).

Дискови спирачки. Спирачният момент при дисковите спирачки се получава от притискането на определен брой дискове, надянати чрез шлицова връзка на въртящия се вал, към дискове, надянати на неподвижния корпус. Силата, която се прилага, за да се осъществи притискането на дисковете, се създава от пружина, а освобождаването - от електромагнит (фиг. 1.65).

Триещите повърхнини на дисковете се намират между окръжностите с вътрешен диаметър D_1 и външен диаметър D_2 . Обикновено вътрешният диаметър D_1 се избира възможният най-малък в зависимост от диаметъра на вала. Външният диаметър се избира от условието за добро мазане между допирещите се повърхнини. Приема се $D_2 = (1,25 + 2,5) D_1$, като



Фиг. 1.65. Дискава спирачка

$$(D_2 - D_1) = 120 \text{ mm.}$$

Големината на спирачния момент, който може да създаде дисковата спирачка, се определя от равенството

$$(1.72) \quad M_{\text{сш}} = \mu z R_{\text{сртр}} K,$$

където z е броят на триешите се повърхнини;

$R_{\text{сртр}}$ – средният радиус на триене (приблизително)

$$R_{\text{сртр}} \approx \frac{D_1 - D_2}{4};$$

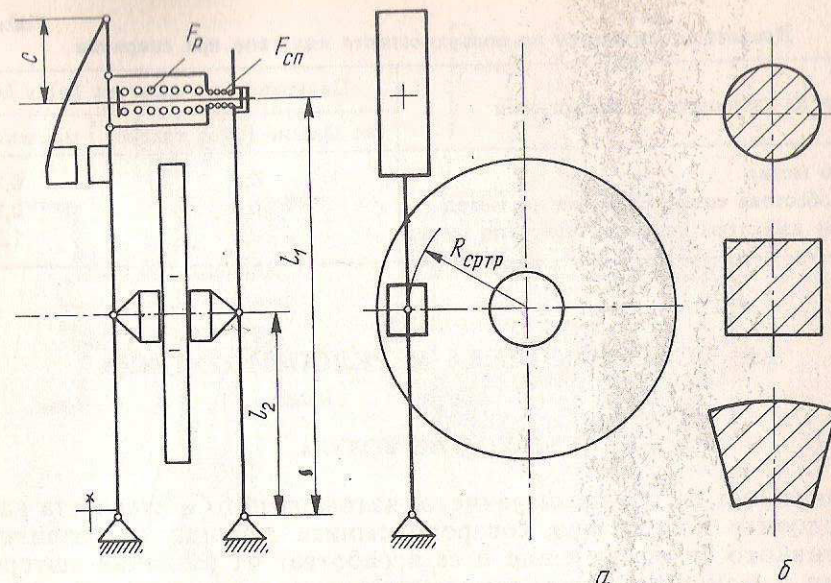
K – нормалната сила.

Коефициентът на триене μ между триешите повърхнини зависи от материала на облицовката им и от това, дали те са сухи или омазнени.

Повърхностното налягане се определя по формулата

$$(1.73) \quad p = \frac{4K}{\pi[D_2^2 - D_1^2]} = [p].$$

Дисково-челюстна спирачка. В съвременната практика все по-голямо приложение намират дисково-челюстните спирачки (фиг. 1.66). Спирачния момент при тези спирачки се създава от притискането на две челюсти, разположени от двете страни на диска, закрепен за въртящ се вал. Обикновено силата за притискане на челюстите при нормално затворени спирачки се създава от пружина, а освобождаването става чрез електромагнит. Принципът на действие (затваряне и отваряне) на дисково-челюстната спирачка,



Фиг. 1.66. Схема на дисково-челюстна спирачка
а – общ вид; б – форми на допиране на челюстите

показана на фиг. 1.66, е аналогичен на принципа на действие на двучелюстната спирачка с къс ход на електромагнита (вж. фиг. 1.57).

Спирачният момент при сила на работната пружина F_p и на спомагателната пружина $F_{\text{спом}}$ и според означенията, дадени на фиг. 1.66, е

$$(1.74) \quad M_{\text{сш}} = 2\mu(F_p - F_{\text{спом}}) \frac{l_1}{l_2} R_{\text{сртр}}.$$

Теоретичният ъгъл на завъртане на електромагнита, за да се реализира определена хлабина ϵ (която не зависи от диаметъра на диска), се определя от (1.56), а моментът на електромагнита – от (1.55).

Повърхностното налягане се определя от

$$(1.75) \quad p = \frac{N}{A} = \frac{(F_p - F_{\text{спом}})}{A} \cdot \frac{l_1}{l_2},$$

където N е нормалната сила между челюстите и диска;

A – площта на допиране (приема се една от формите, показани на фиг. 1.66 б).

Главните предимства на дисково-челюстните спирачки са: добро охлаждане на спирачния диск; с един и същи размер и сила на работната пружина на спирачката с промяна на диаметъра на диска се реализират различни по големина спирачни моменти; при дублиране на спирачката на един и същи диск (например поставяне на втора спирачка от дясната страна на диска – фиг. 1.66 а) спирачният момент се увеличава двукратно.

Данни за допустимото повърхностно налягане за всички разгледани спирачки са дадени в табл. 1.5.

Спирачките превръщат кинетичната енергия основно в топлина. Това налага да се извърши топлинна проверка на съвместно работещите фрикционни елементи по начините, дадени в литературата.

Допустими стойности за повърхностното налягане при спирачки

Материал на триещите се повърхнини	Повърхностно налягане [p] в МПа	
	без мазане (сухо триене)	маслена баня
Метал по метал	0,3	0,8
Тъкана азбестова спирачна лента по метал	0,3	0,8
Пресована азбестова спирачна лента по метал	0,6	1,2

1.5. ХОДОВИ КОЛЕЛА И РЕЛСОВИ ПЪТИЩА

1.5.1. ХОДОВИ КОЛЕЛА

В зависимост от предназначението, натоварването и скоростта на движение ходовите колела при товароподемните машини са различни по конструктивното си оформление и се изработват от различни материали. При ръчно и машинно задвижвани съоръжения със скорост на движение под 30 m/min и с малка товароподемност ходовите колела се изработват от чугун, а при съоръжения със скорост на движение над 30 m/min и с голяма товароподемност – от стомана.

Ходовите колела биват свободни и задвижващи.

Свободните ходови колела се монтират върху неподвижни оси и нямат никаква връзка с механизма, чрез който се осъществява движението (фиг. 1.67 в).

Задвижващите ходови колела са последното звено от кинематичната верига на механизма за движение (фиг. 1.67 а и б).

Ребордите при ходовите колела служат да предпазят пътуващата система от изпадане от релсовия път. Съобразно с ребордите ходовите колела се делят на двуребордни и едноребордни.

Двуребордните ходови колела намират приложение при всички мостови кранове и кранови колички.

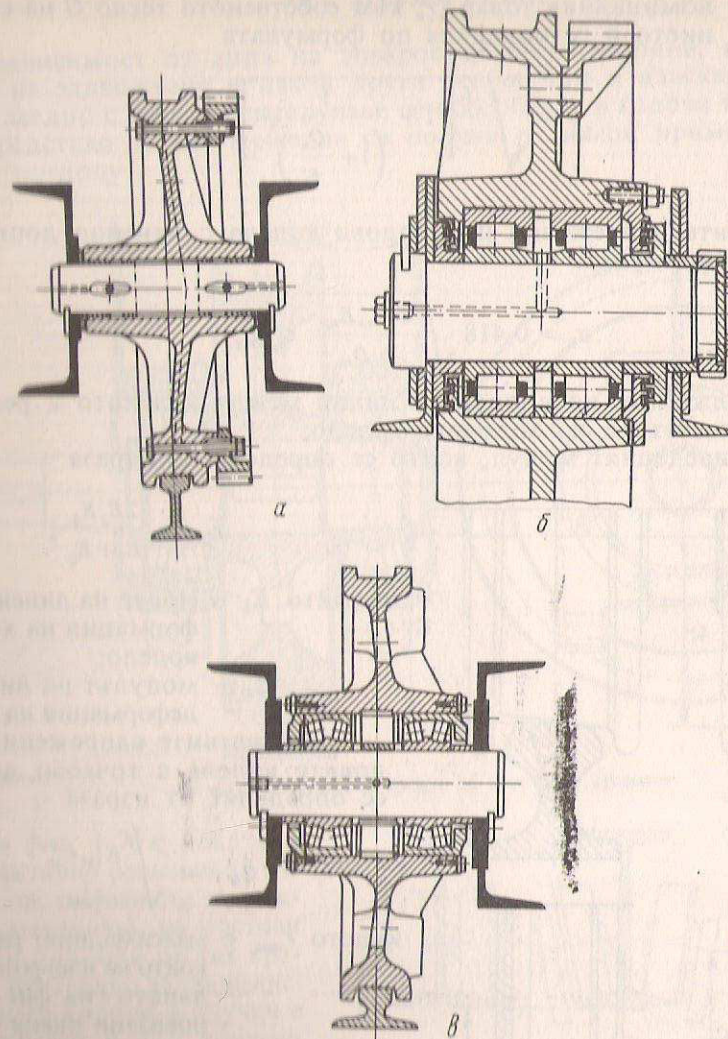
Едноребордните ходови колела се употребяват за движение на крановете по жп релси и по висящи релсови пътища, където има отклонителни стрелки за отклоняване на съоръжението от един релсов път по друг.

Срещат се ходови колела и без реборди. Те се употребяват във всички случаи, при които положението на пътуващото съоръжение се осигурява чрез други средства.

Ходовите колела биват с цилиндричен, конусен и сферичен венец. При крановете с нормални размери на отвора най-често се използват ходовите колела с цилиндричен венец. При големи отвори ходовите колела с цилиндричен венец причиняват някои неизправности при движението. В такива случаи е по-правилно да се използват ходови колела с конусен венец (фиг. 1.68). Когато кранът застане косо спрямо направлението на релсовия път, настъпва автоматично изравняване на двете страни (избързалата страна намалява скоростта си на движение, а изостаналата я увеличава).

От изложеното следва, че допирането при едни ходови колела към релсата става по линия, а при други – в точка.

Ходовите колела се изчисляват на контактно натоварване по формулите на Херц – Беляев. Поради променливостта на силата, с която се товарят, ходовите колела се пресмятат с еквивалентната сила:



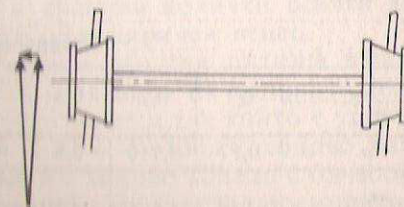
Фиг. 1.67. Конструкции на ходови колела и начини на монтиране

$$K_{\text{из}} = k \cdot \gamma \cdot K_{\text{max}}$$

където K_{max} е максималното натоварване на ходовото колело;

k – коефициент, който зависи от режима на работа (при режим 1, 2 и 3 $k = 1,1$; при режим 4 $k = 1,2$; при режим 5 и 6 $k = 1,4$);

γ – коефициент, който зависи от отношението на теглото на



Фиг. 1.68. Схема на разположение на ходови колела с конусен венец

номиналния товар Q_n към собственото тегло G на съоръжението и се определя по формулата

$$(6) \quad \gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_n}{G}\right)^3} \right]}$$

Контактните напрежения при ходови колела с линейно допиране се определят по формулата

$$(1.76) \quad \sigma_x = 0,418 \sqrt{\frac{2K_{св} E_{пр}}{b \cdot D_{хх}}} \leq [\sigma_x],$$

където b е дължината на допирната линия между колелото и релсата;
 $D_{хх}$ – диаметърът на ходовото колело;
 $E_{пр}$ – приведенят модул, който се определя от израза

$$E_{пр} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2},$$

в който E_1 е модул на линейната деформация на ходовото колело;

E_2 – модулът на линейната деформация на релсата

Контактните напрежения на ходовите колела с точково допиране се определят от израза

$$(1.77) \quad \sigma_x = a \sqrt[3]{\frac{K_{св} E_{пр}^2}{r_{max}^2}} \leq [\sigma_x],$$

където r_{max} е максималният радиус, по който се извършва търкалянето (на фиг. 1.69 са показани някои случаи);
 a – коефициент, стойността на който се определя в зависимост от отношението на r_{min} и r_{max} .

Стойностите за a са дадени

табл. 1.6.

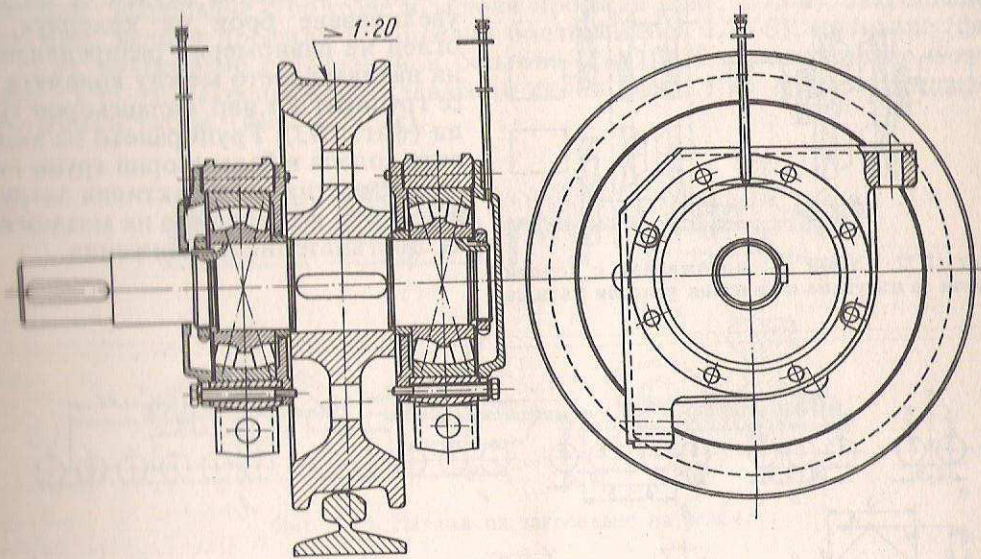
Стойности на коефициента a

r_{min}	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
r_{max}										
a	0,97	0,716	0,6	0,536	0,49	0,468	0,44	0,42	0,4	0,388

Допустимите контактни напрежения $[\sigma_x]$ зависят от вида на материал и твърдостта на повърхностния слой на ходовите колела.

1.5.2. ХОДОВИ ВЪЗЛИ

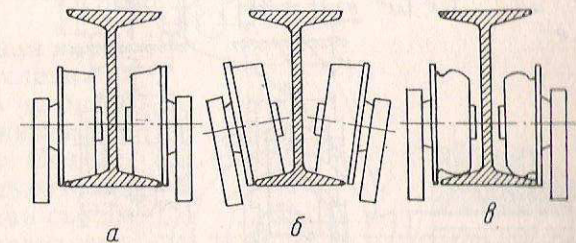
В зависимост от вида на товароподемната машина, натоварването, начина на задвижване и някои други особености и изисквания ходовите колела заедно с тяхното лагуване се обособяват в ходови възли. Определена представа за тях може да се получи от някои примерни решения, дадени по-долу.



Фиг. 1.70. Ходов възел за мостови кранове

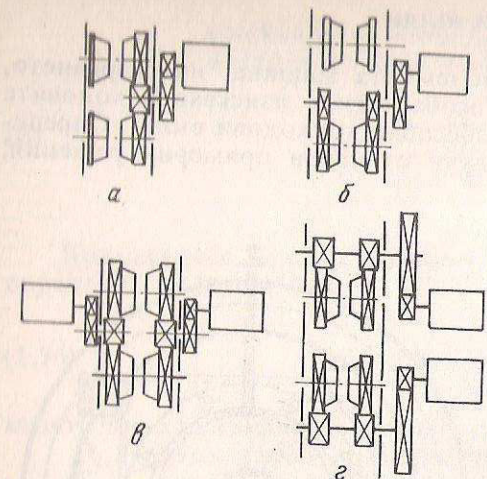
На фиг. 1.70 е показано конструктивно решение на ходов възел, свързан със задвижващия механизъм на мостови и други подобни на тях кранове с централно задвижване. Ходовото колело в случая е задвижващо и е с конусен венец, което налага да се използва релса с полукръгла глава. Свободните ходови колела се правят с цилиндричен венец. Това решение се използва, когато ходовите колела на крапа са четири. При кранове с разделно задвижване, кранове с брой на ходовите колела повече от четири, а също така и кранови колички всички ходови колела в съответните ходови възли са с цилиндричен венец.

Ходовите възли за движение по висящи релсови пътища имат свои особености, което се диктува от формата на венца на ходовите колела и начина на задвижване. На фиг. 1.71 а е показан възел, в който е употребено ходово колело с конусен венец, на фиг. 1.71 б – възел с ходово колело с цилиндричен венец, и на фиг. 1.71 в – възел с ходово колело с бъчвообразен венец. Задвижващият механизъм и свързването му към задвижващите ходови колела се осъществява по следните начини: едностранно (фиг. 1.72 а),

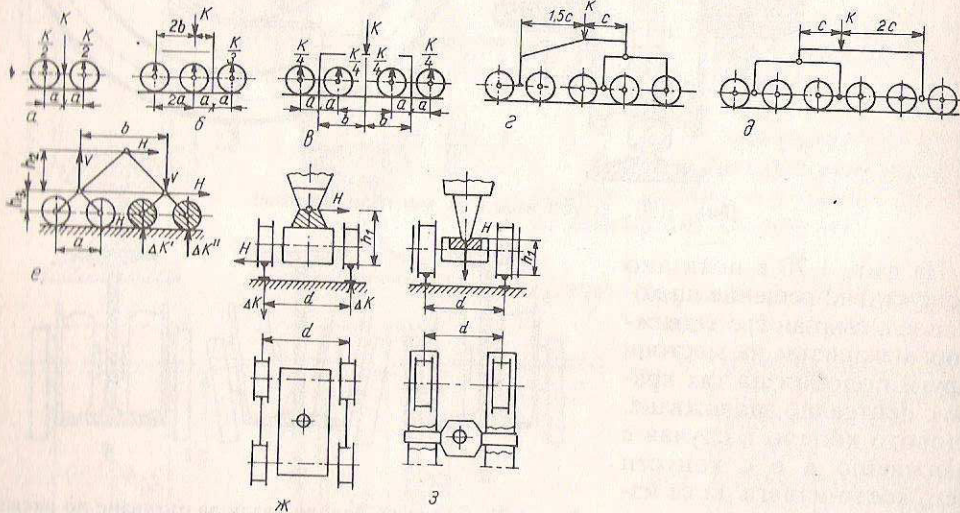


Фиг. 1.71. Схеми на ходови възли за пътуване по висящи релсови пътища

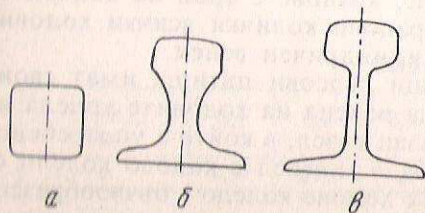
Таблица 1



Фиг. 1.72. Схеми за задвижвания с ходови възли за пътуване по висящи релсови пътища



Фиг. 1.73. Схеми на балансърни групи на ходови възли



Фиг. 1.74. Релси

1.5.3. РЕЛСИ И РЕЛСОВИ ПЪТИЩА

Релсите, върху които се движат крановете и крановите колички, биват: квадратни релси (фиг. 1.74 а), кранови релси с полукръгла глава тип КР (фиг. 1.74 б) и железопътни релси за теснолинеен и нормален коловоз (фиг. 1.74 в).

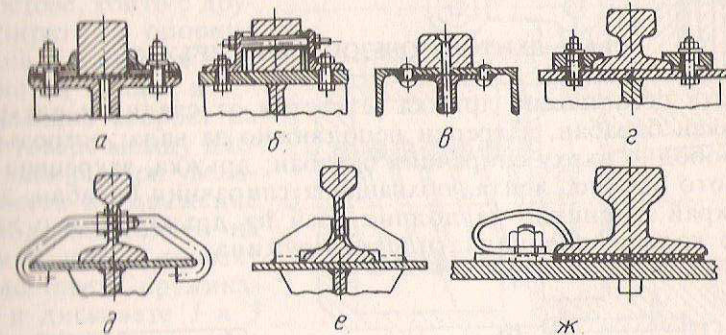
По досегашните схващания и препоръки

двустранно (фиг. 1.72 б), сдвояно едностранно (фиг. 1.72 в) и сдвояно двустранно (фиг. 1.72 г).

При тежко натоварени кранове и кранови колички не е възможно да се получат нормални размери на ходовите колела, ако техният брой е малък. В такива случаи се налага увеличаване броя на колелата. С оглед на равномерно разпределение на натоварването между колелата те се групират в т.нар. балансърни групи (фиг. 1.73). Групирането на ходовите колела в балансърни групи създава известни конструктивни затруднения при вграждането на механизма за постъпателното движение.

релсите се закрепват за съответните носещи ги конструкции (подкранови пътища) здраво, без да имат възможност за надлъжно и напречно изместване. В последно време все повече намират приложение закрепванията, които позволяват известно напречно изместване на релсата. При подобно решение налягането между релсата и реборда на ходовото колело намалява и като краен резултат се намалява износването на релсата и реборда.

На фиг. 1.75 са показани редица начини на закрепване на релсите, а именно: закрепване с болтове и ъглови профили (фиг. 1.75 а), закрепване с болтове, ъглови профили и напречни болтове (фиг. 1.75 б), нитоване (фиг. 1.75 в), закрепване с накладки и болтове (фиг. 1.75 г), закрепване с куки (фиг. 1.75 д), закрепване със заварени скоби (фиг. 1.75 е) и закрепване с пружинни скоби (фиг. 1.75 ж).



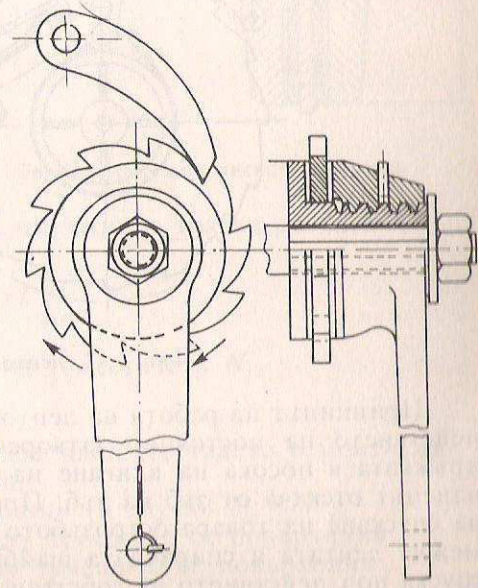
Фиг. 1.75. Начини на закрепване на релси

1.6. ОСИГУРИТЕЛНИ УСТРОЙСТВА

Осигурителните устройства са възли, чиято задача е да създават условия за сигурна и безаварийна работа на ръчно и механично задвижвани механизми при машините с циклично действие. От големия брой разновидности осигурителни устройства ще бъдат разгледани съвсем накратко някои техни представители.

1.6.1. ВИНТОВА ОБЕЗОПАСЕНА ДРЪЖКА

Винтовата обезопасена дръжка се използва за ръчно задвижвани подечни механизми, които не са снабдени със самозапиращ елемент. Тя се състои от следните елементи (фиг. 1.76): опорен диск с главина, на която е нарязана резба и закрепен неподвижно за вала; гайка, която играе ролята на притискателен диск и за която е захваната дръжката; остроъбено колело, свободно надяганото върху главината на опорния диск и застопоряващ палец.



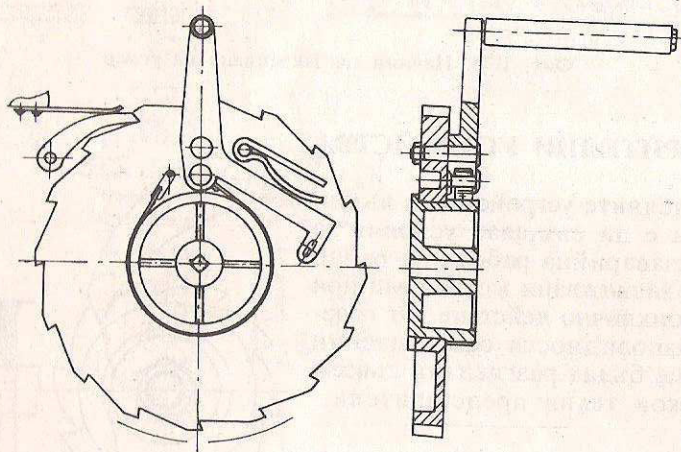
Фиг. 1.76. Винтова обезопасена дръжка

Принципът на действие на винтовата обезопасена дръжка почива на работата на дисков триещ съединител. При издигане на товара чрез въртене на дръжката в съответната посока под действието на товара елементите на съединителя се притискат към острозъбото колело, което се върти, и палецът отскача от зъб на зъб. При постоянно въртене на дръжката в посока на спускане на товара между дисковете на съединителя и острозъбото колело, което се задържа от палеца, се създава хлабина. При преустановяване на въртенето на дръжката съединителят се затяга към неподвижното острозъбо колело и валът се задържа.

Винтовата обезопасена дръжка ще работи правилно, ако триещият момент в резбата е по-малък от момента на съответното тегло на дръжката спрямо оста на въртене.

1.6.2. ЛЕНТОВА ОБЕЗОПАСЕНА ДРЪЖКА

Лентовата обезопасена дръжка се състои от следните елементи (фиг. 1.77): спирален барабан, закрепен неподвижно за вала; острозъбо колело, надягнато свободно върху спиралния барабан; дръжка, закрепена шарнирно за острозъбото колело; лента, обхващаща спиралния барабан, захваната с единия си край шарнирно за долния край на дръжката, а с другия – за острозъбото колело; специална плоска пружина.



Фиг. 1.77. Лентова обезопасена дръжка

Принципът на работа на лентовата обезопасена дръжка се основава на действието на постоянно затворена лентова спиралка. При въртене на дръжката в посока на вдигане на товара острозъбото колело се върти и палецът отскача от зъб на зъб. При леко завъртане на дръжката в посока на спускане на товара острозъбото колело остава неподвижно, а връзката между лентата и спиралната шайба се нарушава и товарът започва да се спуска под действието на собственото си тегло. Когато дръжката се पुсне под действието на плоската пружина, отново се създава триещ момент между лентата и шайбата и механизмът спира движението си.

1.6.3. ЦЕНТРОБЕЖНА ДИСКОВА СПИРАЧКА (РЕГУЛАТОР)

Чрез центробежната дискова спиралка се осигурява спускане на товара под действието на собственото му тегло с постоянна скорост. Тя се монтира на върхоходния вал и се състои от следните елементи (фиг. 1.78): опорен диск с главина 1, неподвижно закрепен за вала 6; диск 3, свободно монтиран върху главината на опорния диск; неподвижен фрикционен диск 2 (острозъбо колело); тежести 4, закрепени на единия край на двурамени Г-образни лостове, които с другия край опират на опорния диск; пружина 5 с възможност за регулиране на силата ѝ.

При нормална скорост на движение на товара между дисковете има хлабина. При увеличаване скоростта на движение тежестите под действието на центробежната сила се стремят да завъртят лостовете, пружината се свива и дисковете 1 и 3 се притискат към неподвижния фрикционен диск 2. Ако фрикционният диск е оформен като острозъбо колело, то се разполага така, че при въртене по посока на издигане на товара палецът да отскача от зъб на зъб, а при спускане да остава в покой.

За да се осъществи спускане с постоянна честота на въртене n в min^{-1} , като се вземат предвид означенията на фиг. 1.78, силата на пружината трябва да бъде

$$(1.78) \quad F_{\text{уп}} = \frac{G}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r i \frac{M_a}{\mu z R_{\text{фр}}}$$

където G е силата от собственото тегло на тежестите в N ;

g – земното ускорение в m/s^2 ;

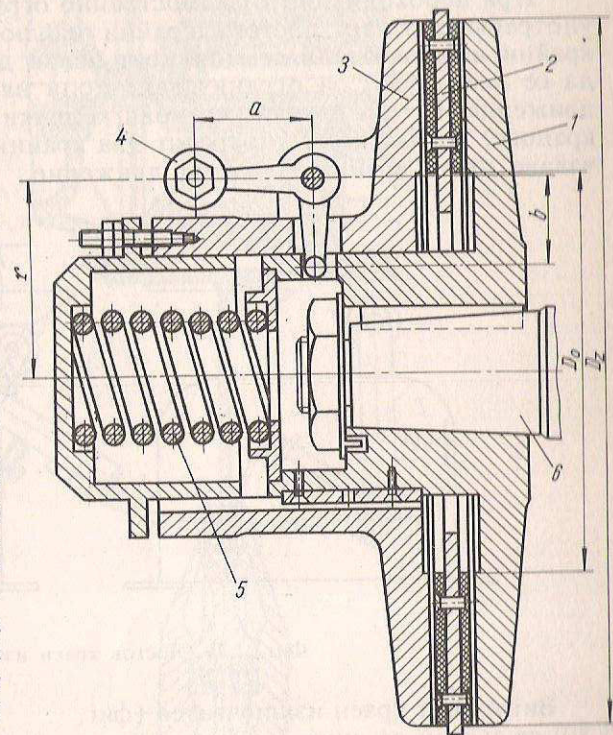
i – броят на тежестите;

M_a – въртящият момент, отнесен към мястото, където е монтирана центробежната спиралка, в Nm ;

z – броят на триещите се повърхнини (в случая 2);

μ – коефициентът на триене между триещите се повърхнини;

$R_{\text{фр}}$ – средният триещ радиус между триещите се повърхнини.



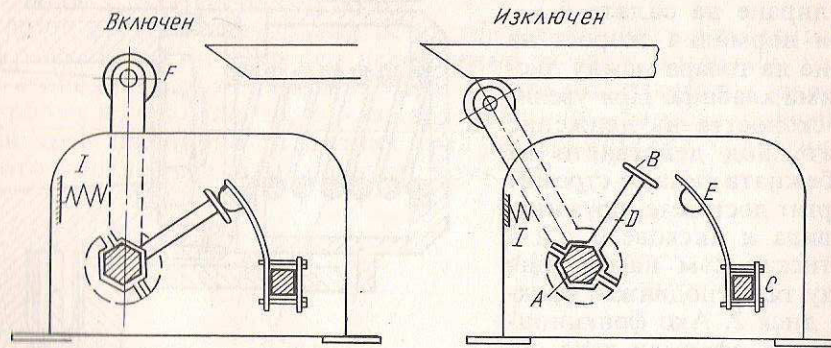
Фиг. 1.78. Центробежна дискова спиралка

силата на пружината трябва да бъде

1.6.4. КРАЙНИ ИЗКЛЮЧВАТЕЛИ

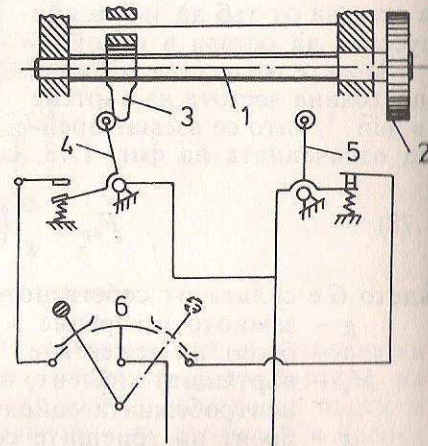
Крайните изключватели са апарати, чрез които се фиксират крайните положения на механизмите. Характерното за тях е, че при нарушаване на електрическия контакт се прекъсва електрическата верига за дадена посока на движение на електродвигателя.

При необходимост от едностранно ограничаване хода на механизма се употребяват т.нар. лостови крайни изключватели (фиг. 1.79). Лостовите крайни изключватели се монтират извън движещия се обект и са удобни да се използват за ограничаване хода на механизмите за постъпателно движение. В тези случаи (кранови колички или мостовата конструкция на кранове) трябва да се употребят два крайни изключвателя с оглед ограничаване двете крайни точки на движение.

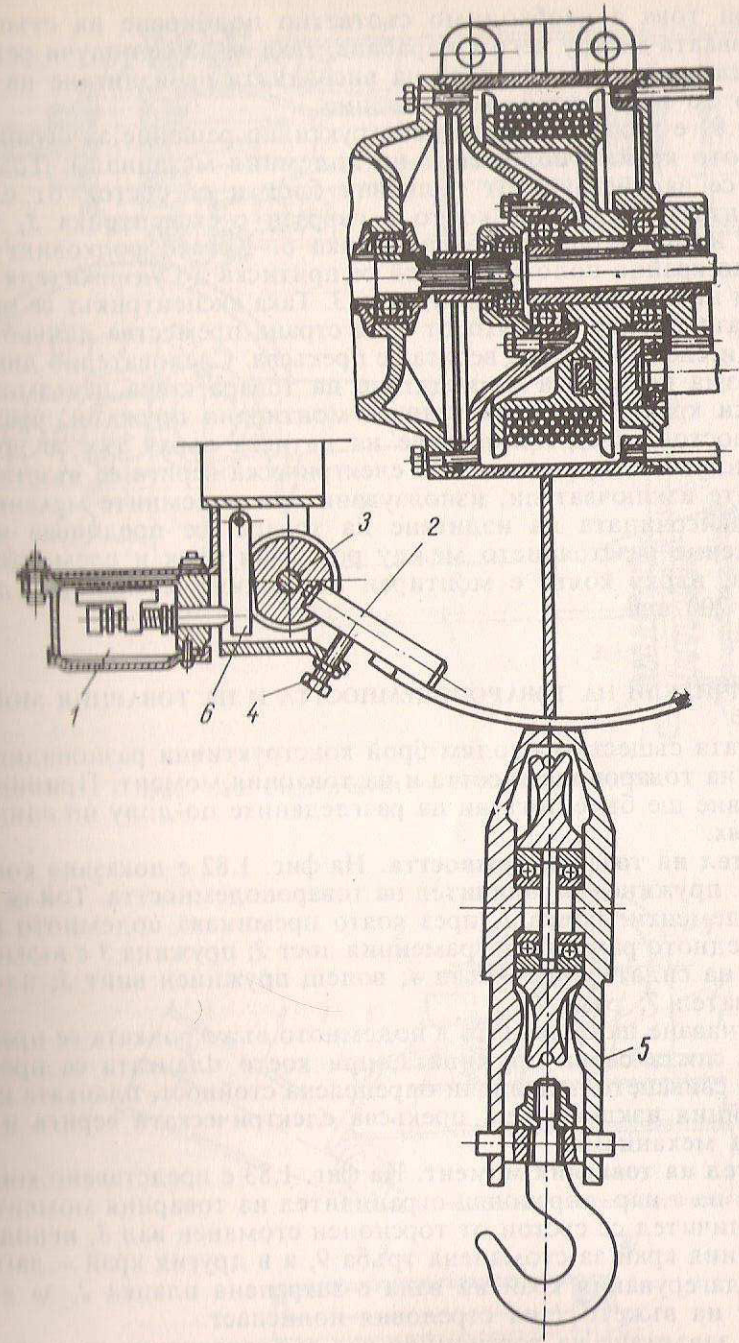


Фиг. 1.79. Лостов краен изключвател

Винтовият краен изключвател (фиг. 1.80) се състои от винт 1, задвижван от механизма чрез зъбна или верижна предавка 2, гайка 3, която се движи, без да се превърта по дължината на винта. Ходът на гайката между двете крайни точки на изключвателя зависи от ограничените положения на работа на механизма и е редуциран чрез подходящ избор на предавката 2 и стъпката на винта. При достигане на крайните точки в зависимост от посоката на движение гайката натиска лоста 4 или 5, в случая лоста 4. По този начин се прекъсва електрическата верига и движението в съответната посока не може да продължи. Движението на механизма може да стане само в обратна посока, след като лостът на превключващия апарат 6 заеме положението, показано на фигурата с прекъснатата линия.



Фиг. 1.80. Винтов краен изключвател



Фиг. 1.81. Ограничител на височината на вдигане

Винтовият краен изключвател е удобен да се използва при подежни механизми, като винтът получава задвижването си от оста или вала на

барабана. При това е необходимо съответно подбиране на стъпката на винта и предавката между него и барабана, така че да се получи редуциран ход на гайката, който да отговаря на височината на издигане на товара, т.е. от долно до горно крайно положение.

На фиг. 1.81 е показано друго конструктивно решение за ограничаване само на горното крайно положение на подемния механизъм. Този краен изключвател се задействува от ролковия блок и се състои от следните елементи: контакт 1, лост 2, който е свързан с ексцентрика 3, болт за регулиране 4 и шарнирно свързана планка 6. Когато ролковият блок 5 достигне горно крайно положение, той се притиска до удължителя на лоста 2 и по този начин завърта ексцентрика 3. Така ексцентрикът се притиска към шарнирната планка 6, която от своя страна премества наляво палеца на контакта 1 и електрическата верига се прекъсва. Следователно движението на механизма по посока на издигане на товара става невъзможно.

Във всички крайни изключватели са монтирани пружини, чрез които съответните лостове след премахване на натиска върху тях се връщат в нормално положение и прекъснатата електрическа верига се възстановява.

За крайните изключватели, използвани при подемните механизми за ограничаване височината на издигане на товара, се предписва в горно крайно положение разстоянието между ролковия блок и елементите над него в рамата, върху която е монтиран подемният механизъм, да бъде по-голямо от 200 mm.

1.6.5. ОГРАНИЧИТЕЛИ НА ТОВАРОПОДЕМНОСТТА И НА ТОВАРНИЯ МОМЕНТ

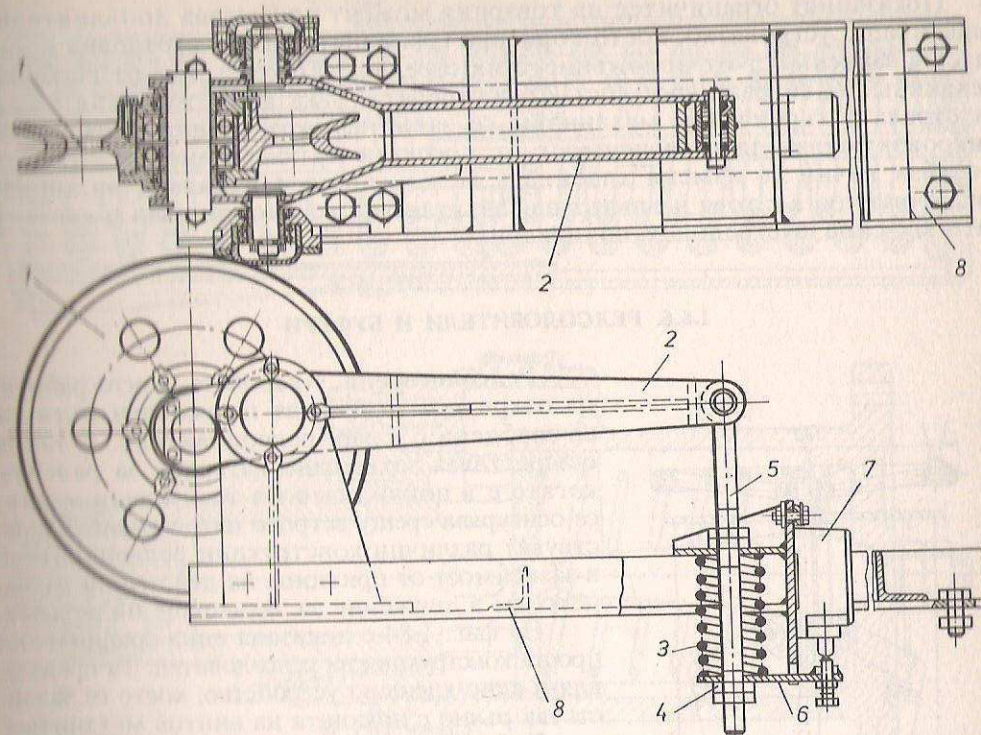
В практиката съществува голям брой конструктивни разновидности на ограничители на товароподемността и на товарния момент. Принципът на тяхното действие ще бъде показан на разгледаните по-долу по един представител от тях.

Ограничител на товароподемността. На фиг. 1.82 е показана конструкцията на т.нар. пружинен ограничител на товароподемността. Той се състои от следните елементи: ролка 1, през която преминава подемното въже и монтирана на едното рамо на двураменния лост 2; пружина 3 с възможност за регулиране на силата ѝ с гайката 4; водещ пружинен винт 5; планка 6; краен изключвател 7; рама 8.

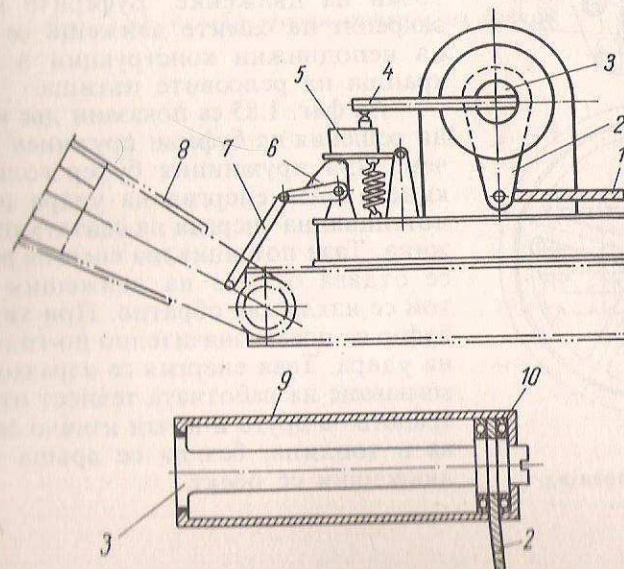
При увеличаване на опъването в подемното въже ролката се премества надолу и чрез лоста свива пружината, при което планката се премества нагоре. Когато свиването надхвърли определена стойност, планката натиска палеца на крайния изключвател, прекъсва електрическата верига и спира движението на механизма.

Ограничител на товарния момент. На фиг. 1.83 е представено конструктивно решение на т.нар. торсионен ограничител на товарния момент. Торсионният ограничител се състои от торсионен стоманен вал 3, неподвижно закрепен в единия край за стоманена тръба 9, а в другия край – лагеруван свободно. На лагерувания край на вала е закрепена планка 2, за която е захванат краят на въжето 1 на стреловия полиспаг.

Ъгълът на завъртане на торсионния вал със закрепения към него лост 4 е в границите на еластичните деформации и е пропорционален на силата във въжето на стреловия полиспаг, която зависи от теглото на вдигания товар. При сила в стреловото въже, по-голяма от допустимата, лостът 4 натиска върху палеца на микроизключвателя 5 и така се изключва електрическата верига.



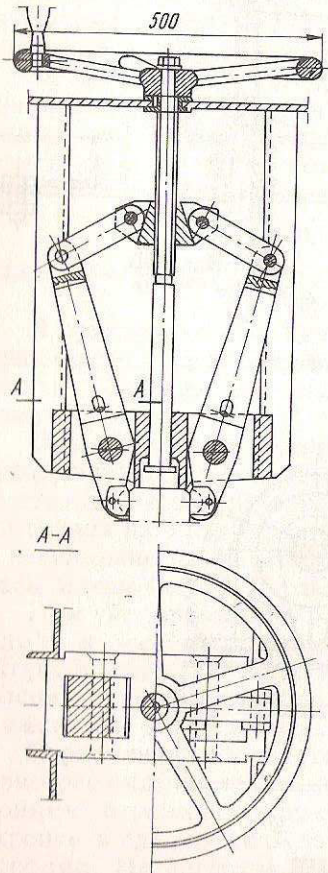
Фиг. 1.82. Ограничител на товароподемността



Фиг. 1.83. Ограничител на товарния момент

Показанияят ограничител на товарния момент притежава допълнително коригиращо устройство, което коригира граничната сила в стреловия полиспаст в зависимост от положението на стрелата. То се състои от гърбичен механизъм 6, свързан чрез лост 7 със стрелата. Така при изменение обсега на стрелата гърбичният механизъм се завърта, като повдига или спуска микроизключвателя в зависимост от посоката на завъртане на стрелата. По този начин се изменя хлабината между лоста 4 и палеца на микроизключвателя, а с това и ъгълът на завъртане на торсионния вал и съответната му сила в стреловия полиспаст.

1.6.6. РЕЛСОЛОВИТЕЛИ И БУФЕРИ

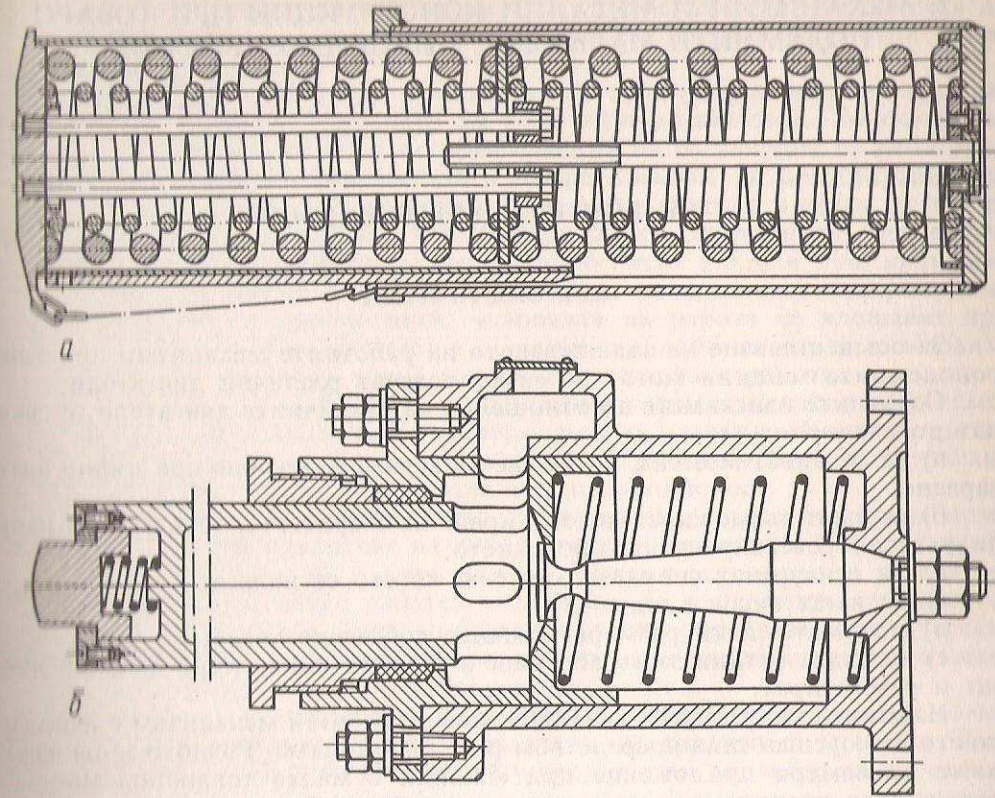


Фиг. 1.84. Релсоловители

Релсоловители. Крановете, които работят на открито и се движат по релсови пътища, са снабдени с т.нар. релсоловители. С тях се осъществява захващане на крана за релсите, когато е в покой, като по този начин кранът се осигурява срещу ветрово натоварване. Съществуват различни конструкции релсоловители в зависимост от принципа на действие и пускането им в движение за захващане на релсите.

На фиг. 1.84 е показана една сравнително проста конструкция на релсоловители. Тя представлява едно клещово устройство, което се задействува ръчно с помощта на винтов механизъм. **Буфери.** Буферите представляват устройство, чрез което се смекчават ударите при постъпателното движение на крановете и крановите колички, когато достигнат крайните точки на движение. Буферите могат да се закрепят на самите движещи се обекти или на неподвижни конструкции в съответните краища на релсовите пътища.

На фиг. 1.85 са показани две конструктивни решения на буфери: пружинен и хидравличен. При пружинния буфер голяма част от кинетичната енергия на удара преминава в потенциална енергия на свитата от удара пружина. Тази потенциална енергия впоследствие се отдава отново на движещия се обект и той се изгласква обратно. При хидравличния буфер се поема значително по-голяма енергия на удара. Тази енергия се изразходва за преминаване на работната течност от едно пространство в друго и почти изцяло се преобразува в топлина, без да се връща обратно на движещия се обект.



Фиг. 1.85. Конструктивни решения на буфери

2. МЕХАНИЗМИ И МЕТАЛНИ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ТОВАРОПОДЕМНИТЕ МАШИНИ С ЦИКЛИЧНО ДЕЙСТВИЕ

2.1. ВИДОВЕ ЗАДВИЖВАНИЯ

2.1.1. ОБЩ ПРЕГЛЕД

За осъществяване на задвижването на работните механизми при товароподемните машини могат да се използват различни двигатели.

Основните изисквания по отношение на различните двигатели се свеждат до следното:

- а) да развиват момент, който да осигурява потегляне при пълно натоварване;
- б) да имат възможност за регулиране на скоростта в определени граници и лесно реверсиране на движението;
- в) да осигуряват спиращ момент, когато се налага;
- г) да имат висок к.п.д.;
- д) да имат малки размери и малко собствено тегло;
- е) да бъдат евтини за изработване и експлоатация, лесно да се обслужват и ремонтират.

Най-простото решение за задвижване на работен механизъм е използването на човешка сила посредством ръчен механизъм. Ръчното задвижване може да намери приложение при машини с малка товароподемност, с нерегулярна скорост, с големи прекъсвания на работата и преди всичко с краткотрайна работа. Механизмите с ръчно задвижване са с проста конструкция и с лесно обслужване и експлоатация. С тях се осъществява точно подаване (доставяне) на товара. Недостатъците на ръчното задвижване се свеждат до следното: висока експлоатационна стойност през време на работата, бързо уморяване на работниците, които не могат да осигурят постоянна мощност и високи работни скорости за продължително време на работа.

Задвижването на работните механизми с парен двигател са използват рядко при специални кранове, където е невъзможно подвеждане на електрическа енергия или няма двигатели с вътрешно горене с достатъчна мощност. Такива са например плаващите кранове. Задвижването на отделните механизми е централно, което налага да се използва сложна трансмисия до всеки един от тях. Задвижването с парен двигател се характеризира със сигурната си работа, възможност за регулиране на скоростта и мощността в сравнително широки граници и реверсиране на движението. Към недостатъците на задвижването на механизми с парен двигател се отнасят: големи габаритни размери, голяма собствена маса и сравнително нисък к.п.д.

Задвижване на работните механизми с помощта на двигатели с вътрешно горене – бензинови или дизелови, намира широко приложение при машините за движение по безрелсови пътища. Механизмите, задвижвани с двигатели с вътрешно горене, в сравнение с тези, задвижвани с парна машина, са по-компактни и имат по-висок к.п.д. Недостатъците им се състоят в следното: не могат да се пускат в действие под натоварване, поради което следва да имат специален фрикционен съединител; еднопо-

бочното им движение налага в задвижващите предавателни механизми да се включи реверсивен механизъм; задвижването на всички работни механизми е централно.

Предвид големите му предимства все по-голямо приложение в практиката намира хидрозадвижването на работните механизми. То осигурява нормална и сигурна работа в широки граници на регулиране на работните скорости, плавност на движенията и добро поемане на претоварванията. Работните механизми с хидрозадвижване са компактни и всеки от тях се задвижва независимо, без да е необходима сложна трансмисия. Недостатъците на хидрозадвижването са: сравнително нисък к.п.д. и лош икономически ефект при работа с товари по-малки от номиналните товароподемности, за които са пресметнати; условията на работа се влошават при ниска температура. Елементите на помпите, хидродвигателите и силовите цилиндри изискват точна и висококачествена изработка.

Задвижването на работните механизми с пневмодвигатели не е намерило особено приложение при товароподемните машини. Неговото приложение въпреки някои предимства засега се ограничава само за създаване на взривобезопасни машини за минната промишленост.

Недостатъците на задвижването с двигатели с вътрешно горене може да се избегнат чрез прилагане на дизел-електрическа група. Използването на дизелов двигател като източник на енергия, куплиран с генератор, създава възможност всеки работен механизъм да се задвижва от самостоятелен електродвигател. Това до известна степен опростява механичката част на системата. Дизел-електрическата група има сравнително големи размери и е скъпа за изработване и експлоатация.

Най-голямо приложение за задвижване на работните механизми намира електрозадвижването с електродвигатели, захранвани от мрежата. Това се дължи преди всичко на следните му предимства: задвижване със самостоятелен двигател на всеки работен механизъм (опростяване на трансмисията); създаване на компактни механизми; осъществяване на сигурна и икономична работа, възможност за регулиране на скоростта на движение в определени граници, удобно и лесно реверсиране на движението, простота на управлението и поемане на претоварвания.

Задвижването на крановите механизми се осъществява от специални електродвигатели, пригодени за работа в т.нар. повторно-кратковременни режими. Това са електродвигатели с усилен елементи и изолации.

2.1.2. ВИДОВЕ И ХАРАКТЕРИСТИКА НА ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛИТЕ

В зависимост от начина на възбуждане електродвигателите с постоянен ток биват: с паралелно възбуждане; с последователно възбуждане и със смесено възбуждане. На фиг. 2.1 са показани механичните им характеристики.

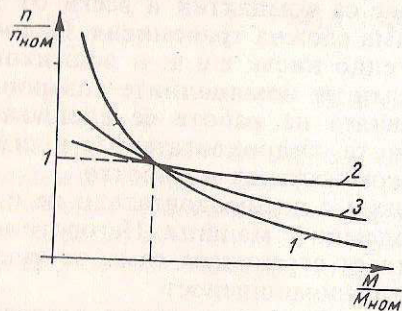
Най-твърда характеристика 2 имат електродвигателите с паралелно възбуждане. Налице е незначително изменение на честотата на въртене при изменение на натоварването ($\frac{dn}{dM} = \frac{n'-n}{M-M}$ с почти постоянно). Тези електродвигатели са удобни да се използват при механизми за последователно движение с бързоходен вал.

Най-мека характеристика 1 имат електродвигателите с последователно възбуждане. С изменение на натоварването се изменя и честотата на въртене, като при малките натоварвания скоростите са значително по-високи, откол-

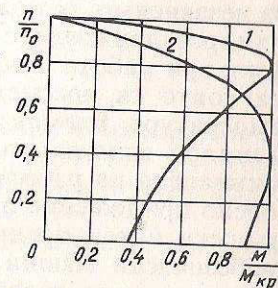
кото при големите. Поради това се запазва производителността на подемните механизми, задвижвани от електродвигатели с последователно възбуждане, когато работят с различни по тегло товари.

Електродвигателите със смесено възбуждане (характеристика 3) имат качества, средни спрямо тези на разглежданите два случая.

Електродвигателите с постоянен ток позволяват регулиране на скоростта в широки граници, плавно пускане и реверсиране на движението. Чрез



Фиг. 2.1. Механични характеристики на електродвигатели с постоянен ток



Фиг. 2.2. Механични характеристики на електродвигатели с променлив ток

добавяне към тях на специални електромашинни усилватели може да се поддържат постоянни параметрите на движението.

Независимо от редицата ценни качества, които имат електродвигателите за постоянен ток, тяхното приложение се ограничава преди всичко от необходимостта от специална уредба за трансформиране на променлив ток с постоянен, което осъществява машините. Електродвигателите с постоянен ток имат по-голяма маса, стойността им е по-висока и изискват постоянни грижи по време на експлоатация поради наличието на колектор и четков апарат.

Електродвигателите за променлив ток, използвани при товароподемните машини, са асинхронни електродвигатели с навит ротор и с накъсо свързан ротор. На фиг. 2.2 са показани механичните им характеристики: 1 – на електродвигател с навит ротор, и 2 – на електродвигател с накъсо свързан ротор. Както се вижда, в работната си част характеристиките са сравнително твърди, което показва, че скоростите се изменят незначително при промяна на натоварването.

В процеса на започване на движението на електродвигателите с навит ротор пусковият им момент е малък, а е необходим голям пусков ток. Ето защо този вид електродвигатели се пускат в движение с помощта на включени във веригата регулируеми съпротивления (реостати). В зависимост от големината и броя на отделните съпротивления развъртането на електродвигателите с навит ротор се осъществява по т.нар. изкуствени характеристики (фиг. 2.3).

Характеристиката 1 отговаря на най-голямото съпротивление и раз-

въртането става по линията $a - b$, а честотата на въртене нараства от 0 до n_1 . С последователното превключване в посока намаляване на съпротивлението се постига увеличение на честотата на въртене, като при пълно изключване на съпротивленията се преминава към естествената характеристика. Този начин създава определени възможности за постигане плавност на процеса на развъртането. Междинните скорости при изкуствените характеристики не са достатъчно устойчиви.

Максималният пусков момент $M_{пmax}$ на електродвигателите с навит ротор се приема по каталожни данни в зависимост от кратността на максималния момент $K_M = M_{пmax}/M_{ном}$ ($K_M = 1,5 - 2,5$). Минималният пусков момент $M_{пmin}$ се приема 1,1 пъти по-голям от номиналния момент $M_{ном}$. Средният пусков момент на електродвигателя в процеса на развъртане се определя от формулата

$$(2.1) \quad M_{пср} = \frac{M_{пmax} + M_{пmin}}{2} = \frac{(K_M + 1,1)}{2} M_{ном}.$$

Електродвигателите с накъсо свързан ротор се включват в мрежата. В случая пусковият ток е 4 до 6 пъти по-голям от номиналния ток при установено движение. Ако не са взети мерки, това би нарушило режима на работа на другите машини, включени в същата мрежа.

Максималният пусков момент на електродвигателите с накъсо свързан ротор е ограничен от големината на критичния момент. Средният пусков момент на тези електродвигатели в процеса на развъртането е

$$(2.2) \quad M_{пср} \approx 0,72 M_{ном} K_{ср},$$

където $M_{ном}$ е номиналният момент при установено движение; $K_{ср}$ – кратността на средния момент (определя се от каталожните данни чрез кратността на максималния момент K_M и кратността на пусковия момент $K_{п}$; $K_{ср} = \frac{K_M + K_{п}}{2}$).

Всеки кранов електродвигател се избира така, че да удовлетвори следните изисквания:

- а) да не се загрява над допустимата граница (за да не се получи прегряване и прегаряне на изолационните материали);
- б) да развива необходимия момент при пускане в движение.

Една приблизителна проверка, че електродвигателят няма да се загрява над допустимата равновесна температура, е спазването на условието еквивалентната мощност, която отразява работата на електродвигателя за определено време, да бъде по-малка или най-много равна на номиналната му мощност, т.е. $P_{екв} \leq P_{ном}$. Еквивалентната мощност се определя най-лесно от средноквадратичния момент

$$(2.3) \quad M_{екв} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_i^2 t_i}{t_1 + t_2 + \dots + t_i}}$$

по равенството

$$(2.4) \quad P_{екв} = \frac{M_{екв} n}{9750} = \frac{M_{екв} \omega}{1000} \text{ kW}.$$

В уравнение (2.3) M_1, M_2, \dots, M_i са моментите, съответстващи на различните по големина натоварвания в процеса на развъртане и на установеното движение през разглежданото време на работа, а t_1, t_2, \dots, t_i са времената на отделните интервали, през които се развиват тези моменти.

При избора на електродвигателите, предназначени да работят при повторно кратковременни режими, трябва да се спазва условието

$$(2.5) \quad \text{ОПР}_m \% \leq \text{ОПР}_{\text{ном}} \%,$$

където $\text{ОПР}_m \%$ е действителната относителна продължителност на работа на механизма;

$\text{ОПР}_{\text{ном}} \%$ – номиналната относителна продължителност на работа на електродвигателя, дадена в каталозите (обикновено $\text{ОПР}_{\text{ном}} \%$ е 15, 25, 40 и 60%).

Относителната продължителност на работа се пресмята от

$$(2.6) \quad \text{ОПР}_m \% = \frac{T_m}{T_{\Sigma}} \cdot 100,$$

където $T_{\Sigma} = \sum T_n + \sum T_y + \sum T_{\text{сп}} + \sum T_0$ е времетраенето на един работен цикъл, $T_m = \sum T_n + \sum T_y$ – действителното работно време на двигателя в един работен цикъл;

$\sum T_n$ – сумата от пусковите времена в работния цикъл;

$\sum T_y$ – сумата от времената на установено движение в работния цикъл;

$\sum T_{\text{сп}}$ – сумата от времената за спиране в работния цикъл;

$\sum T_0$ – сумата от времената на паузите в работния цикъл.

Изчислената относителна продължителност на работа обикновено не съответствува на дадената в каталозите. В този случай връзката между пресметнатата мощност P и номиналната мощност $P_{\text{ном}}$ на електродвигателя (от каталозите) се дава от израза

$$(2.7) \quad P_{\text{ном}} = P \sqrt{\frac{\text{ОПР}_m \%}{\text{ОПР}_{\text{ном}} \%}}$$

Проверка дали е възможно движение на механизма при натоварено положение се прави с неравенството

$$(2.8) \quad M_{n \text{ min}} > M_{\text{ст}}$$

Времето за развъртане на механизма от скорост нула до номиналната скорост се намира въз основа на динамичното уравнение на движението.

$$(2.9) \quad M_{\text{прет}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{инв}} + M_{\text{ини}}$$

Проверка дали съществува възможност за нормална работа при кратковременни претоварвания с момента $M_{\text{прет}}$ се прави с неравенството

$$(2.10) \quad M_{\text{прет}} < M_{\text{кр}}$$

В посочените уравнения означават:

$M_{\text{ст}}$ – момент от статичните съпротивления;

$M_{\text{инв}}$ – момент от инерционните сили на всички въртящи се маси;

$M_{\text{ини}}$ – момент от инерционните сили на постъпателно движещите се маси;

$M_{\text{прет}}$ – момент, получен при работа с по-големи натоварвания от номиналните, за които е пресметнат механизмът.

2.2. ПОДЕМЕН МЕХАНИЗЪМ

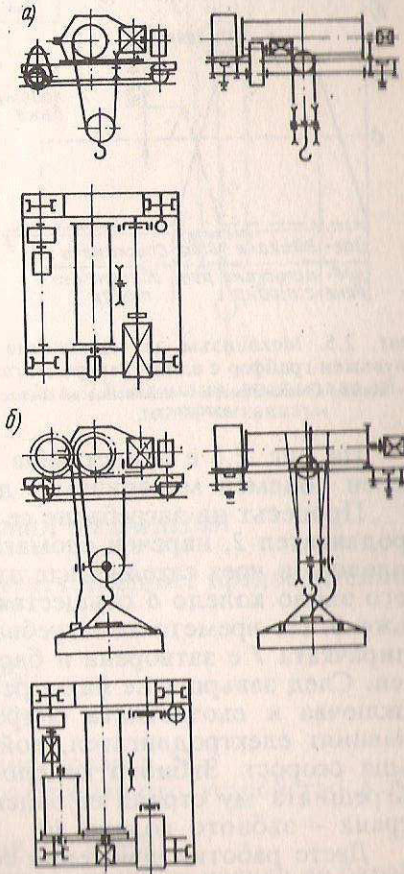
2.2.1. КИНЕМАТИЧНИ СХЕМИ НА ПОДЕМНИ МЕХАНИЗМИ

В практиката се срещат разнообразни товароподемни машини, механизмът за вдигането и спускането на товара на които е изграден на един и същи принцип. Основните гравивни елементи на подемните механизми съставя елемент са: ролков блок с товарозаващащо устройство, полиспаст, барабан (фрикционен барабан или шайба), редуктор, допълнителен със спирачка, електродвигател.

На фиг. 2.4 са показани кинематични схеми на подемни механизми, разположени върху крановата количка, а именно: подемен механизъм с една кука, който трябва да се разглежда като основен (фиг. 2.4 а), и подемен механизъм, предназначен за работа с електромагнитно товарозаващащо устройство с допълнителен барабан за навиване на кабела за захранване на електромагнита (фиг. 2.4 б).

С цел да се получат възможности за по-сложни работни действия могат да се реализират, като се запазва основният принцип, и по-сложни механизми. Такъв е примерът за осъществяване на работните движения при двувъжените грайфери.

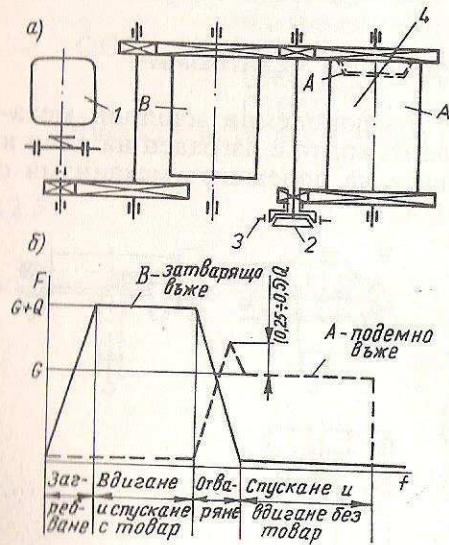
На фиг. 2.5 е показана принципната схема на грайферен подемен механизъм с един електродвигател за задвижване на двата барабана. На барабана А се навива подемното въже, а на барабана В – затварящото въже. Известно е, че при загребване или натоварване се движи само затварящото въже. При механизми с един електродвигател това се постига, като се изключи връзката на барабана за подемното въже от електродвигателя. Изключването става от номинала на комбинация изключващ съединител 2 и спирачка 3, които работят синхронизирани. Когато е изключен съединителят, спирачката е затворена и обратна. Характерна особеност на тази схема е наличието на подаващ фрикционен съеди-



Фиг. 2.4. Кинематични схеми на подемни механизми, разположени върху кранова количка

нител 4, който по време на загребване, т.е. когато барабанът А е в покой, преплъзва. При освобождаване на спирачката 3 движението на подемния барабан А директно се осъществява чрез зацепен фрикционен съединител, като процесът на преминаване от загребване към подемен става с минимално опъване в подемното въже.

Чрез задвижване на двата барабана от един електродвигател двете работни движения се извършват в последователен ред и не е възможно да се извършат едновременно.

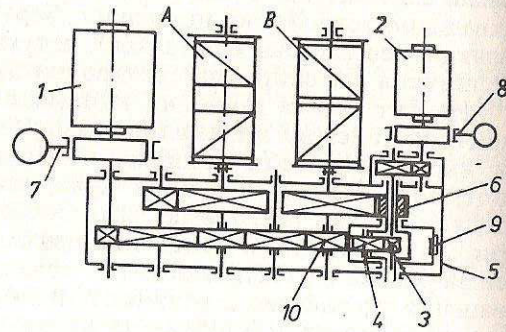


Фиг. 2.5. Механизъм за задвижване на двувъжен грайфер с един електродвигател а - схема на механизма; б - изменения на силите във въжетата

На фиг. 2.6 е представена принципната схема на задвижване на грайферен подемен механизъм с два електродвигателя и планетен редуктор.

Процесът на загребване се осъществява с по-малкия по мощност електродвигател 2, наречен спомагателен. Той е свързан със слънчевото зъбно колело 3 и чрез сателитните зъбни колела 4, водилото 5 и захванатото за него зъбно колело 6 осъществява движението на барабана за затварящото въже В. По времето за загребване главният електродвигател 1 е изключен, спирачката 7 е затворена и барабанът за подемното въже остава неподвижен. След завършване на загребването спомагателният електродвигател се изключва и съответната спирачка 8 се затваря и се пуска в движение главният електродвигател, който движи двата барабана А и В с една и съща скорост. Зъбното колело 9 е с вътрешно и външно назъбване. От вътрешната му страна се зацепват сателитните колела 4, а от външната страна - зъбното колело 10.

Двете работни движения се извършват едновременно, когато и двата двигателя се пускат в движение. Например, за да се издигне грайферът и да се разтворят челюстите, необходимо е спомагателният електродвигател да се пусне в посока, която да намали скоростта на движение на барабана за затварящото въже. При пускане на грайфера с едновременно отваряне на челюстите спомагателният електродвигател се пуска в посока, ускоряваща

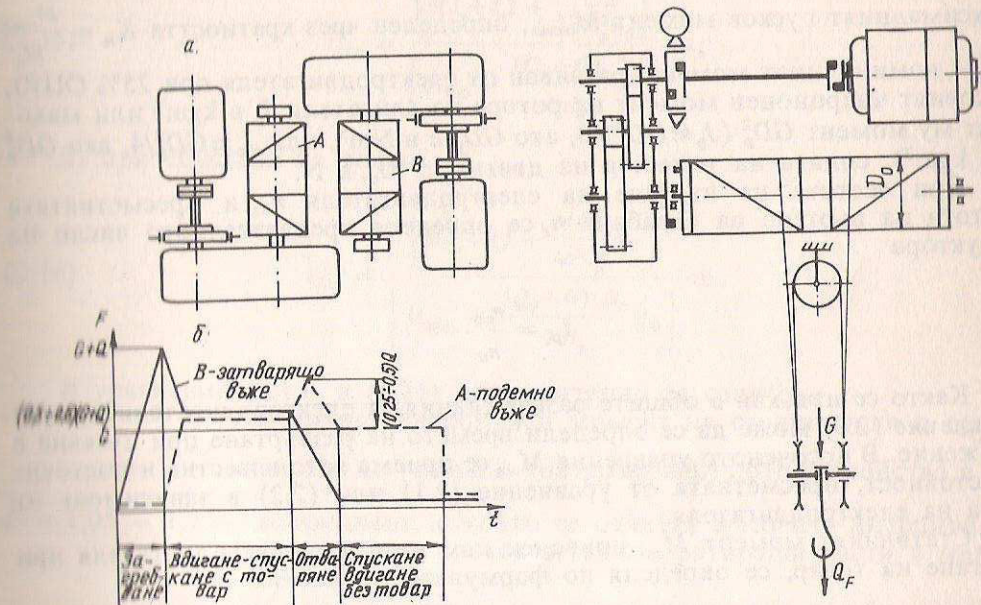


Фиг. 2.6. Механизъм за задвижване на двувъжен грайфер с два електродвигателя и планетен редуктор

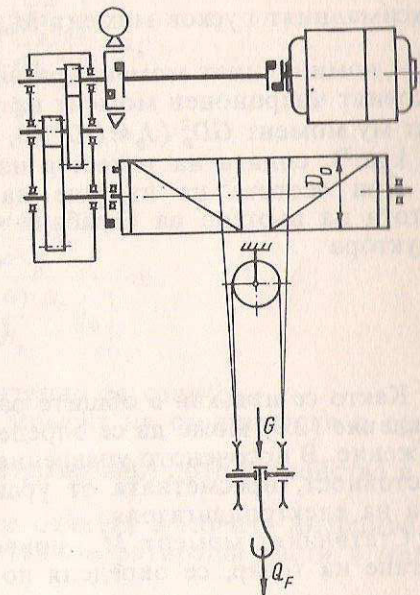
движението на затварящото въже.

Мощността на главния електродвигател и на съответната спирачка към него се избира въз основа на теглото на пълния грайфер. Мощността на спомагателния двигател се избира половината от мощността на главния.

Задвижването на двувъжен грайфер може да стане и с два еднакви подемни механизма (фиг. 2.7). Този начин може да се използва, когато са необходими големи сили за загребване на материала.



Фиг. 2.7. Задвижване на двувъжен грайфер с два еднакви механизма



Фиг. 2.8. Схема на пресмятане на подемен механизъм

2.2.2. ПРЕСМЯТАНЕ НА ПОДЕМЕН МЕХАНИЗЪМ

Във всички подемни механизми статичната мощност предварително се пресмята от равенството (фиг. 2.8)

$$(2.11) \quad P = \frac{(Q_F + G) v_n}{1000 \eta_0} = \frac{m F_0 v_0}{1000 \eta_0 \eta_p} \text{ kW},$$

- където Q_F е силата от теглото на вдигания товар в N;
- G - силата от теглото на товарозахващащото устройство в N;
- v_n - скоростта на вдигане в m/s;
- v_0 - периферната скорост на барабана в m/s;
- F_0 - силата на опън в клон на въжето, което се навива на барабана в N;
- m - броят на навиващите се на барабана клонове на въжето;
- η_0 - общ к. п. д. ($\eta_0 = \eta_a \eta_c \eta_p$, където η_a е к. п. д. на полиспаста);
- η_p - к. п. д. на редуктора;

η_0 - к.п.д. на барабана.

Уравнение (2.11) позволява, след като се знае ОПР%, от каталози да се избере електродвигател с мощност

$$P_x = (0,8 \div 1)P.$$

Наред с това от каталога се отчитат и следните данни: номерът (код-вото означение) на електродвигателя, честотата на въртене $n_{\text{сл}}$ в min^{-1} , максималният пусков момент $M_{\text{пmax}}$, определен чрез кратността $K_M = \frac{M_{\text{пmax}}}{M_n}$

(M_n - номиналният момент, развиван от електродвигателя при 25% ОПР), масовият инерционен момент на ротора на двигателя J_p в kgm^2 или маховият му момент GD_p^2 ($J_p \approx GD_p^2/40$, ако GD_p^2 е в Nm^2 , или $J_p \approx GD_p^2/4$, ако GD_p^2 е в kgm^2), силата на тежестта на двигателя $G_{\text{сл}}$ в N .

При честота на въртене на електродвигателя $n_{\text{сл}}$ и пресметнатата честота на въртене на барабана n_6 се определя предавателното число на редуктора

$$i_p = \frac{n_{\text{сл}}}{n_6}$$

Както се изтъкна в общите разглеждания за електродвигателите, чрез уравнение (2.9) може да се определи времето на развъртане при пускане в движение. В посоченото уравнение $M_{\text{пср}}$ се приема като известна и постоянна стойност, пресметната от уравнение (2.1) или (2.2) в зависимост от вида на електродвигателя.

Статичният момент $M_{\text{ст}}$, приведен към вала на електродвигателя при вдигане на товар, се определя по формулата

$$(2.12 \text{ а}) \quad M_{\text{ст}} = \frac{(Q_F + G) D_0}{2i_p a \eta_0},$$

където a е кратността на полиспаста;

η_0 - общият к.п.д.

i_p - предавателното число на редуктора;

D_0 - диаметърът на барабана, мерен спрямо осите на въжето.

Статичният момент $M_{\text{ст}}$, приведен към вала на електродвигателя при спускане на товара, се определя от израза

$$(2.12 \text{ б}) \quad M_{\text{ст}}' = \frac{(Q_F + G) D_0}{2i_p a} \cdot \eta_0.$$

Моментът от инерционните сили на всички въртящи се маси, приведен към вала на електродвигателя, е

$$(2.13) \quad M_{\text{яв}} = \delta(J_p + J_c) \ddot{\varphi}_{\text{сл}} = \delta(J_p + J_c) \cdot \frac{\omega}{t_{\text{раз}}}.$$

Моментът от инерционните сили на постъпателно движещите се маси, приведен към вала на електродвигателя, е

$$(2.14) \quad M_{\text{яв}} = \frac{m D_0^2}{4a^2 i_p^2 \eta_0} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{сл}} = \frac{m D_0^2}{4a^2 i_p^2 \eta_0} \cdot \frac{\omega}{t_{\text{раз}}}.$$

Като се заместят стойностите за $M_{\text{ст}}$ или $M_{\text{ст}}'$, $M_{\text{яв}}$ и $M_{\text{яв}}'$ в уравнение (2.9), може да се намери времето на развъртане на електродвигателя:

а) при вдигане на товара

$$(2.15) \quad t_{\text{раз}} = \frac{\left[\delta(J_p + J_c) + \frac{m D_0^2}{4a^2 i_p^2 \eta_0} \right] \cdot \omega}{\left[M_{\text{пср}} - \frac{(Q_F + G) \cdot D_0}{2a i_p \eta_0} \right]}.$$

б) при спускане на товара

$$(2.16) \quad t_{\text{раз}} = \frac{\left[\delta(J_p + J_c) + \frac{m D_0^2}{4a^2 i_p^2 \eta_0} \right] \cdot \omega}{\left[M_{\text{пср}} + \frac{(Q_F + G) \cdot D_0}{2a i_p \eta_0} \right]}.$$

В уравнения (2.15) и (2.16) допълнително са означени с:

J_c - масовият инерционен момент на съединителя в kgm^2 ;

$m = \frac{Q + J}{g}$ - масата на товара и товарозахващащото устройство в kg ;

$\delta = 1,05 + 1,25$ - коефициент, с който се отчитат масовите инерционни моменти на всички останали ротиращи части в механизма;

ω - номиналната ъглова скорост на двигателя в s^{-1} ($\omega = \frac{\pi n_{\text{сл}}}{30}$).

Процесът на спиране на подемния механизъм принципно не се отличава от процеса на пускане на електродвигателя. В случая обаче в динамичното уравнение на движението вместо средния пусков момент на двигателя се поставя спирачния момент, който спирачката има. Тогава времето за спиране, т.е. времето, през което механизмът намалява номиналната си скорост до нула, се определя по

$$(2.17) \quad t_{\text{сп}} = \frac{\left[\delta(J_p + J_c) + \frac{(Q_F + G) D_0^2}{4a^2 i_p^2 \eta_0} \right] \cdot \omega}{\left[M_{\text{сп}} \pm \frac{(Q_F + G) \cdot D_0}{2a i_p \eta_0} \right]}.$$

Спирачния момент се определя, като се излезе от съответния въртящ момент $M_{\text{сп}}$, който висящият товар създава по формулата

$$M_{\text{сп}} = k M_{\text{в}}.$$

Тук k представлява коефициент на сигурност, който се приема: при режим на работа 1, 2 и 3 $k = 1,5$, при режим на работа 4 $k = 1,75$, при режим на работа 5 $k = 2,00$ и при режим на работа 6 $k = 2,5$.

В уравнение (2.17) знакът (+) се отнася за случая на спиране при вдигане на товара, а знакът (-) – при спускане.

Пресметнатото времетраене на неустановеното движение се използва за определяне на средното ускорение $j_{cp} = \frac{v_n}{t_{раз}}$, което се сравнява с препоръчаните (допустимите) ускорения в зависимост от вида и мястото на приложение в механизма.

За правилното намиране на еквивалентния момент, за да се направи проверка на загряване, е необходимо да се знае режимът на натоварване на механизма на товароподемната машина през определено време. Практиката показва, че това е извънредно трудно да се установи особено в процеса на проектиране. За целта се използват осреднени графики за натоварване на механизмите, които за съответната група на режимите на работа (1, 2, 3, 4, 5 и 6) дават ориентация и чрез които могат да се направят съответните изчисления. На фиг. 2.9 са дадени примерни осреднени графики. В тези графики по абсцисната ос е нанесено относителното време на работа t_i/t_p , което лесно може да се превърне в съответни времена или брой на цикли, през които механизмът работи с номинална или друга стойност на товара.

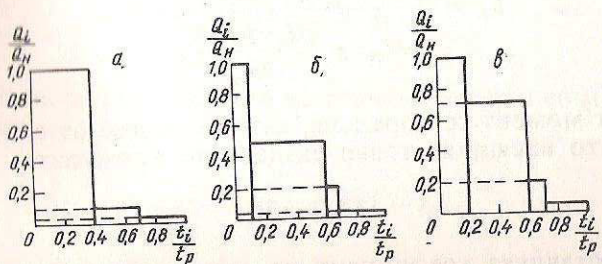
По дадените стойности за теглото на товарите и средния пусков момент $M_{пср}$ на избрания електродвигател се определя времетраенето на неустановените движения при вдигане $t_{раз}$ и спускане $t'_{раз}$. Щом е дадена височината на издигане на товара H и скоростта v_n на издигането или спускането, може да се определи времетраенето на движението с постоянна скорост.

В съответствие с натоварванията (например фиг. 2.9 а) се определят и статичните моменти при вдигане $M_{ст}$ и спускане $M'_{ст}$. Така определените величини позволяват уравнението на еквивалентния момент (2.3) да се напише във вида

$$M_{екв} = \sqrt{\frac{M_{пср}^2 [4(t_{раз1} + t'_{раз1}) + 3(t_{раз2} + t'_{раз2}) + 3(t_{раз3} + t'_{раз3})] + t_y [4(M_{ст1}^2 + M_{ст1}'^2) + 3(M_{ст2}^2 + M_{ст2}'^2) + 3(M_{ст3}^2 + M_{ст3}'^2)]}{4(t_{раз1} + t'_{раз1}) + 3(t_{раз2} + t'_{раз2}) + 3(t_{раз3} + t'_{раз3}) + 20t_y}}$$

Определената след това еквивалентна мощност (уравн. 2.4) трябва да бъде по-малка от номиналната мощност на избрания електродвигател, за да няма загряване над допустимата равновесна температура.

След като избраният електродвигател отговаря на условията за допустимото ускорение и на загряване, следва да се направят проверките по уравн. (2.8) и (2.10).



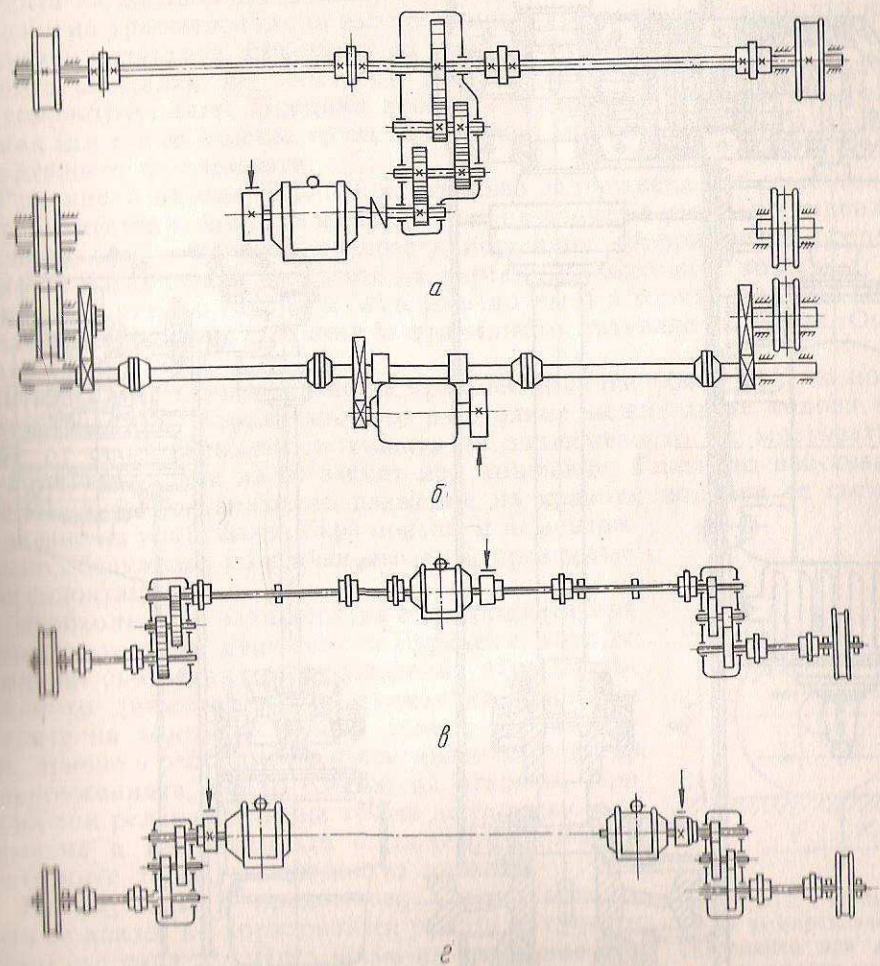
Фиг. 2.9. Примерни усреднени графики за режима на натоварване на подемен механизъм

2.3. МЕХАНИЗЪМ ЗА ПОСТЪПАТЕЛНО ДВИЖЕНИЕ

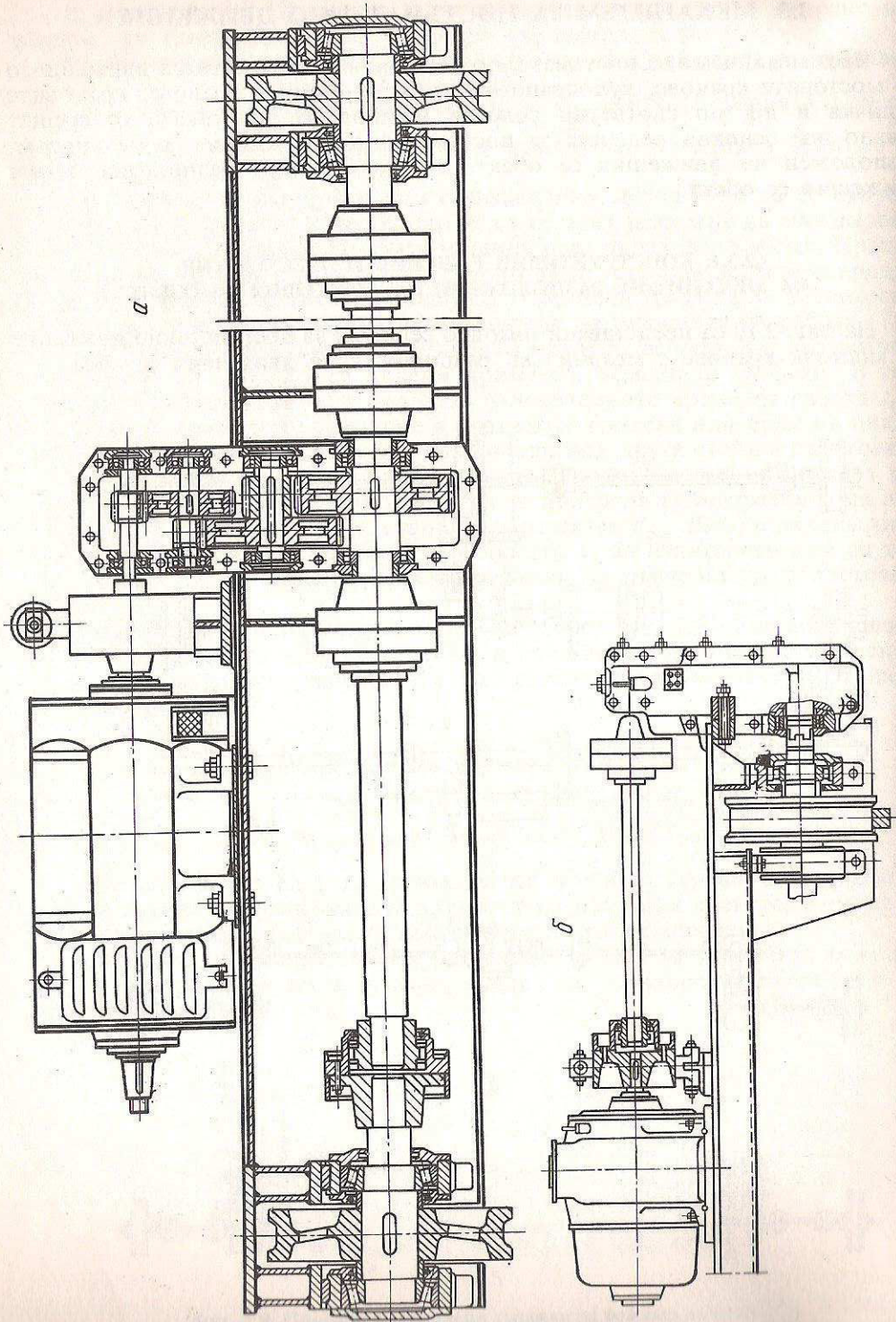
Чрез механизма за постъпателно движение се осъществява движението на мостовите кранове, кулокрановите, пристанищните кранове, крановите колички и др. по съответни релсови пътища. В практиката се срещат главно две основни решения за постъпателното движение: с механизъм, разположен на движещия се обект, и с механизъм, разположен извън движещия се обект.

2.3.1. КОНСТРУКТИВНИ РЕШЕНИЯ И ПРЕСМЯТАНЕ НА МЕХАНИЗМИ, РАЗПОЛОЖЕНИ НА ДВИЖЕЩИЯ СЕ ОБЕКТ

На фиг. 2.10 са представени няколко решения за постъпателно движение на мостови кранове с механизъм, разположен на движещия се обект.



Фиг. 2.10. Схеми на механизми за постъпателно движение на мостови кранове а – с бавноходен вал; б – със средноходен вал; в – с бързоходен вал; г – с разделено задвижване



Фиг. 2.11. Механизъм за постъпателно движение на кранова количка

Решението на фиг. 2.10 а е осъществено задвижване с бавноходен вал. То се характеризира с централно разположение на електродвигателя заедно с редуктора и другите елементи. Предимството му е, че всички зъбни предавки са вградени в редуктора, което повишава експлоатационния им срок. При това решение трансмисионният вал, лагерите, на които се монтира, и свързващите съединители са доста големи и увеличават собственото тегло на съоръжението.

Решението на фиг. 2.10 б се нарича задвижване със средноходен вал. И тук електродвигателят, редукторът и другите елементи са в средата на металокоonstrukцията. Последната степен на зъбните предавки обаче е изведена в края на трансмисионния вал. Този начин намира приложение само в случаите, когато това се налага от положението на ходовите колела спрямо конструкцията. Наличната открита зъбна предавка, която се износва, и неособено голямото намаление на собственото тегло на трансмисионния вал и всички елементи, свързани с него, не дава голямо предимство на това решение.

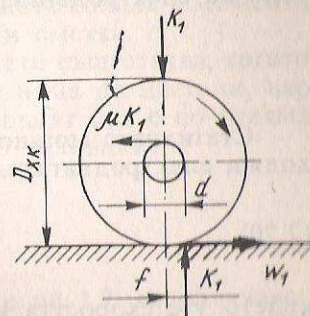
Решението на фиг. 2.10 в е известно като задвижване с бързоходен вал. В средата на металокоonstrukцията се намира само електродвигателят, а в краищата на трансмисионния вал до челните греди са поставени два напълно еднакви редуктора. Размерите на трансмисионния вал, лагерите и съединителите са малки по големина, което е изгодно за натоварването на металокоonstrukцията. Предвид високата честота на въртене на трансмисионния вал тук се изисква точна изработка и монтаж, както и балансировка на въртящите се елементи.

Решението на фиг. 2.10 г представлява задвижване със самостоятелни електродвигатели, което е известно под названието разделно задвижване. Най-често при мостовите кранове с нормални отвори не се предвижда връзка за изравняване честотата на въртене на ходовите колела от двете страни. Достатъчно твърдата (недеформируема) в хоризонталната равнина металокоonstrukция е гаранция за правилното пътуване на моста. Опитите потвърждават това.

Решенията за задвижване на кранови колички (фиг. 2.11) са подобни на разглежданите. Поради малкото разстояние между двете ходови колела обаче от съображенията, изтъкнати за задвижването на мостовата конструкция, не следва да се вземат под внимание. Главното изискване при механизма за постъпателно движение на кранови колички се свежда до създаване на удобство за бърз монтаж и демонтаж и лесно обслужване на всички елементи през време на експлоатацията.

Необходимата мощност на електродвигателя за постъпателното движение се определя, като се определят съответните съпротивления. При постъпателното движение те се дължат на триене в лагерите на ходовите колела, триене при търкаляне, триене в ребордите и съпротивление от вятър за съоръженията, които работят на открито. При наклонени релсови пътища трябва да се вземе под внимание и компонентата от полезния товар и собствените тегла, успоредни на наклона.

На фиг. 2.12 е представено ходово колело, което се движи по хоризонтален релсов път, натоварено със сила K_1 . През време на движението в лагера и в мястото на допиране с релсата се появя-



Фиг. 2.12. Изчислителна схема за определяне съпротивлението при движение на ходово колело

нат съпротивителни сили. От моментното уравнение спрямо оста на въртене съгласно с означенията на фигурата

$$(2.18 \text{ а}) \quad M'_1 = W'_1 \frac{D_{\text{xx}}}{2} = K_1 \left(\mu \frac{d}{2} + f \right) k_p.$$

За съпротивителната сила се получава

$$(2.18 \text{ б}) \quad W'_1 = K_1 \left(\frac{2f}{D_{\text{xx}}} + \mu \frac{d}{D_{\text{xx}}} \right) k_p.$$

Като се вземе под внимание, че броят на ходовите колела е i , че всяко едно от тях е натоварено с определена сила K_1, K_2, \dots, K_i и че коефициентът на триене в лагерите е μ , съответният им диаметър d , коефициентът на триене при търкаляне f , диаметърът на ходовите колела D_{xx} и коефициентът на триене в ребордите са приблизително еднакви, за общия момент на съпротивленията, отнесен към оста на ходовите колела, може да се напише

$$(2.19 \text{ а}) \quad M'_{\text{ст}} = (Q_F + G) \left(\mu \frac{d}{2} + f \right) k_p,$$

а за общата съпротивителна сила

$$(2.19 \text{ б}) \quad W'_{\text{ст}} = (Q_F + G) \left(\frac{2f}{D_{\text{xx}}} + \mu \frac{d}{D_{\text{xx}}} \right) k_p.$$

В последните две равенства G е силата от собственото тегло на крана, Q_F – силата от теглото на полезния товар, и k_p – коефициент, който отчита триенето между релсата и ребордите на ходовите колела.

Коефициентът на триене μ в лагерите на ходовите колела зависи от вида им.

Коефициентът на триене при търкаляне f зависи от вида на взаимнодопиращите се елементи и размерите на ходовите колела.

Коефициентът k_p , отчитащ триенето между ребордите на ходовите колела и релсата, зависи от отношението на отвора към базата на крана, лагерирането на ходовите колела и вида на венца.

Общият момент на статичните съпротивления, отнесен към оста на вала на електродвигателя, ще бъде

$$M_{\text{ст}} = \frac{M'_{\text{ст}}}{i_p \eta_0}.$$

Статичната мощност като първоначална величина за избиране на подходящ електродвигател се определя от

$$(2.20) \quad P = \frac{W'_{\text{ст}} v}{1000 \eta_0} \text{ kW},$$

където v е скоростта на постъпателното движение в m/s;

η_0 – к.п.д. на механизма;

$W'_{\text{ст}}$ – общото съпротивление, определено от уравн. (2.19 б) в N.

Чрез пресметнатата мощност по уравн. (2.20) от каталози се избира съответен електродвигател. Тази мощност се приема за първо приближение

и нейното уточняване по-нататък става по метода на последователните приближения, след като се направят проверки на пускане и загряване. За този предварително избран електродвигател се вземат от каталога същите данни както за електродвигателя на подемния механизъм – $n_{\text{ст}}$, K_M и $M_{\text{нmax}}$ в оглед намиране на $M_{\text{нсп}}$, J_p и др.

Връзката между статичния момент, момента от инерционните сили по време на развъртането и пусковия момент на избрания електродвигател съгласно с уравн. (2.9), след като се направят необходимите замествания, е

$$(2.21) \quad M_{\text{нсп}} = M_{\text{ст}} + \left[\delta (J_p + J_0) + \frac{m D_{\text{xn}}^2}{i_p^2 \eta_0} \right] \frac{\omega}{v} \cdot j_n.$$

В това уравнение J_p представлява масовият инерционен момент на ротора на двигателя в kgm^2 ; J_0 – масовият инерционен момент на съединителя в kgm^2 ; ω – ъгловата скорост на избрания електродвигател; $\delta = (1,05 \div 1,25)$ – коефициент, с който се отчитат масовите инерционни моменти на всички останали ротиращи части на механизма, $m = \frac{Q_F + G}{g}$.

Таблица 2.1

Допустими ускорения при механизми за пътуване j , m/s^2

За кранове и колички, пренасящи течни и нагreti метали	0,09 ÷ 0,11
За монтажни кранове и техните колички	0,05 ÷ 0,15
За мостови кранове и техните колички	0,18 ÷ 0,22
За мостови кранове и колички с твърдо окачване на товара	0,28 ÷ 0,32
За шибелкранове и трансманипулатори	0,20 ÷ 0,40
За козлови кранове	0,09 ÷ 0,11
За колички на грайферни кранове	0,60 ÷ 0,80

Пресметнатото ускорение j_n по уравн. 2.21 се сравнява със средната допустима стойност в зависимост от вида на крана, дадена в табл. 2.1. Това сравнение не е достатъчно, тъй като при механизмите за постъпателно движение съществува опасност от буксуване на ходовите колела в момента на потегляне и за това явление трябва да се държи сметка.

Най-голяма опасност от буксуване на съоръжението съществува, когато то не е натоварено. При това положение буксуване няма да настъпи, ако силата на сцепване на задвижващите колела и релсовият път е по-голяма от съпротивленията, т.е. трябва да бъде изпълнено условието

$$(a) \quad G \frac{z_3}{z_0} \varphi > F_{\text{нн}} + (W_0 - W_3) + F_n,$$

или като се въведе коефициент на сигурност, равен на 1,2, се получава

$$(b) \quad G \frac{z_3}{z_0} \varphi = 1,2 [F_{\text{нн}} + (W_0 - W_3) + F_n],$$

където φ е коефициентът на сцепване между ходовите колела и релсата

(за кранове, които работят на открито, се приема 0,12, за кранове, които работят в закрити помещения, $\varphi = 0,2$);

z_0 – общият брой на ходовите колела;

z_3 – броят на задвижващите колела;

F_a – натоварването от вятър;

$F_{ин}$ – инерционната сила, която се определя от израза

$$(в) \quad F_{ин} = mj = \frac{G}{g} \cdot j;$$

W_0 – съпротивителната сила при ненатоварен кран, определена от

$$(г) \quad W_0 = G \left(\frac{2t}{D_{xx}} + \mu \frac{d}{D_{xx}} \right) k_p;$$

W_3 – вътрешните съпротивления в лагерите на задвижващите ходови колела, определени от

$$(д) \quad W_3 = G \frac{z_3}{z_0} \mu \frac{d}{D_{xx}}.$$

След заместване и като се направи съответното прегрупиране за ускорението при развъртане на електродвигателя се получава

$$(2.22) \quad j_n = \left[\frac{z_3}{z_0} \left(\frac{\varphi}{1,2} + \mu \frac{d}{D_{xx}} \right) - \left(\frac{2f}{D_{xx}} + \mu \frac{d}{D_{xx}} \right) k_p + \frac{F_a}{G} \right] g.$$

Проверката, доколко избраният предварително електродвигател отговаря на условията да няма буксуване, става, като в уравн. 2.21 се положи

$m = \frac{G}{g}$, т.е. приема се, че съоръжението не е натоварено; $Q_f = 0$ и се

пресмята ускорението j_n . Получената стойност се сравнява с изчисленото ускорение j_n по уравн. 2.22. Ако се окаже, че $j_n > j_n$, налице е т.нар. буксуване. В този случай може да се препоръча: да се намали до възможната долна граница на кратността K_m с цел намаляване на средния пусков момент на електродвигателя при положение, че е с навит ротор; да се избере по-малък по мощност електродвигател; или да се увеличи редуцираният масов инерционен момент на ротиращите части ($J_p + J_c$) с поставяне на маховик към електродвигател с две шийки, или конструктивно изменение на съединителя, вентилатора и другите части на механизма), да се увеличи броят на задвижващите колела.

Процесът на спиране при постъпателно движещо се краново съоръжение принципно не се различава от този на пускането, само трябва да се държи сметка за знаците на съпротивленията в уравн. (2.9) и вместо пусков момент на електродвигателя се постави спиращият момент $M_{сп}$.

Като се замести статичният момент $M_{ст}$, определен при ненатоварено съоръжение (при коефициент на триене между ребордите и релсата $k_p = 0,1$, и моментите от инерционните сили на въртящите се и постъпателно движещи се маси, се получава

$$(2.23) \quad M_{сп} = \left[\delta (J_p + J_c) + \frac{m D_{xx}^2}{i_p^2} \cdot \eta_0 \right] \frac{\omega}{v} \cdot j_{сп} - \frac{G}{i_v} \left(f + \mu + \frac{d}{2} \right) \eta_0.$$

Отделни елементи на конструкцията обаче могат да работят в други

Режим на работа. Режимът на работа на крановата метална конструкция най-често употребяваните марки сплав са АМГ1-М, АМ33-Т1 и В92-Т. тези причинни алуминиевите сплави се използват само в специални случаи. Път на линията деформация 3 пъти по-нисък от този на стоманите. Поради корозионна устойчивост, стойността им е около 10 пъти по-висока и модулът е около 3 пъти по-малък от този на стоманите, имат висока пластичност и висока якост. Те имат якост на разкъсване в подемно-транспортните машини. В последните години все по-често се използват алуминиеви сплави и др. се използват стоманите АС10, АС11, и АС12.

За неотговорни елементи като стъби, настийки, площадки, парпети якост са значително по-чувствителни към концентрация на напрежението. Трябва да се има предвид също, че стоманите с повишена якост са специална техника-икономическа обосновка поради тяхната по-висока температура). Използването на ВСт3сп и М16с (при работа при отрицателни температури). Използването на ВСт3сп и М16с (при работа при отрицателни температури). Използването на ВСт3сп и М16с (при работа при отрицателни температури). Използването на ВСт3сп и М16с (при работа при отрицателни температури).

Основните носещи елементи на металните конструкции се изработват в металните конструкции на подемно-транспортните машини. В табл 2.2 са посочени най-често употребяваните стомани, използвани в класовите стомани (табл 2.1).

Материали за изработване на метални конструкции. За метални конструкции се предпочитат мартенови нисковъглеродни стомани по ВЛС 2592-72 със спокойна (сп), полуспокойна (пс) и кипяща (кп) плавка, мостова стомана М16с по ГОСТ 6713-75 и нисколегирани конструкции по ВЛС 4880-79. Според механичните си свойства на класовите стомани, използвани в носещите конструкции, се подразделят на

2.6.1. ОСНОВНИ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИ ОРАЗМЕРЯВАНЕТО НА МЕТАЛНИТЕ КОНСТРУКЦИИ

наполюзуването на гъбни и студено огънати профили. на умора и са по-технологични за изработване. Много рационално е и имат дълготрайност при притежават висока якост при използване на високоякостни болтове. Най-широко разпространение при използване на стойността на монтажните работи се постига. Значително намаляване на стойността на монтажните работи се постига. При монтажни съединения се използват и нитови, и болтови връзки. Носещите метални конструкции се изработват най-често чрез заваряване при изработване, монтаж, транспорт и експлоатация.

якост, коравина и сигурност при работа, минимална трудоемкост при изискванията за най-добро изпълняване на предназначението, достатъчна изискванията за най-добро изпълняване на предназначението, достатъчна на стойност и минимална маса), като при това трябва да се улесняват. Една носеща метална конструкция трябва да бъде икономична (с минимална оказва съществено влияние върху надеждността на машината като цяло. ните носещи конструкции са тежки и металосемки. Металната конструкция натоварвания и големите размери на подемно-транспортните машини та. шини се монтират всички работни механизми и системи. Поради големите върху носещата метална конструкция на подемно-транспортните ма-

Скоростта $V_{\text{сп}}$ се приема от 8 до 15 m/min.

$$t = \frac{L_{\text{max}} - L_{\text{min}}}{V_{\text{сп}}}$$

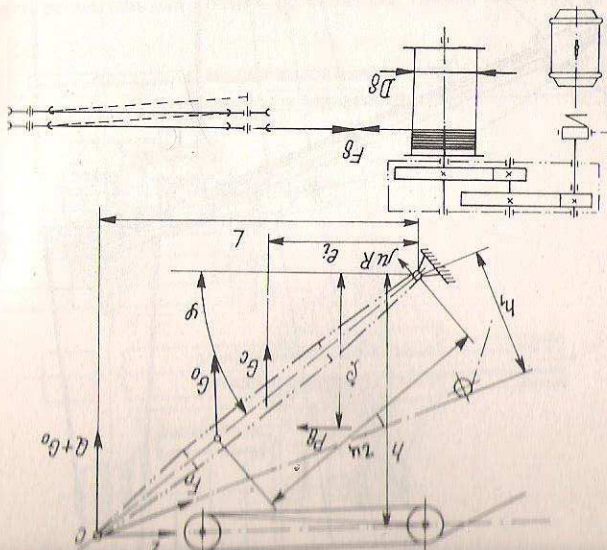
Времето за изменение на обсега на стрелата между крайните токове Δh - свързаното на разстоянието между подвижните и неподвижните ролики на стреловия полиспаст.
 Времето за изменение на обсега на стрелата между крайните токове се свързва със задатената средна скорост $V_{\text{сп}}$, с която ще стане това изменение.

$$V_0 = \frac{a \Delta h}{t}$$

Скоростта на навиване на въжето на барабана се получава от разстоянието l_1, l_2, \dots, l_i - времената, през които се реализират последователно раздели целият път на определен брой интервали.
 Тук P_1, P_2, \dots, P_i са мощностите в отделни моменти, получени като

$$P_{\text{свб}} = \sqrt{\frac{P_1^2 l_1 + P_2^2 l_2 + \dots + P_i^2 l_i}{l_1 + l_2 + \dots + l_i}} \quad (2.35)$$

Фиг. 2.24. Изчислителна схема на механизма за изменение на обсега (накланяне) със стреловия полиспаст



Електродвигателят и спирачката на механизма за изменение на обсега на стрелата трябва да се проверяват при максимално натоварване. Освен това електродвигателят се проверява на зареждане по начина, изложен за подм-

Времето на развъртане при максимален статичен момент се приема $t_{\text{max}} = 5$ до 6 s, а при минимален статичен момент - $t_{\text{min}} = 1,5$ до 2 s. Спирачното време при максимален статичен момент се приема $t_{\text{сп}} = 4$ до 5 s, а при минимален статичен момент - $t_{\text{сп}} = 1,5$ s.

Знакът (-) за спиране при увеличаването му. Знакът (+) в уравн. (2.37) се отнася за спиране при намаляване на обсега, намаляване на обсега, а знакът (+) - на развъртане при увеличаването му. Знакът (-) в уравн. (2.36) важи за слузая на развъртане, отговарящо на

- $M_{\text{сп}}$ - средният пусков момент на електродвигателя в N.m;
- $n_{\text{сп}}$ - честотата на въртене на електродвигателя в min⁻¹;
- $i_{\text{сп}}$ - предавателно число на редуктора;
- $M_{\text{сп}}$ - спирачен момент, реализиран от спирачката в N.m;
- $n_{\text{м}}$ - к.п.д. на редуктора;
- η - к.п.д. на шарнирната ос на въртене на стрелата.

$$M_{\text{ст}} = F_0 \cdot \frac{D}{2}$$

Тук l се определя от уравн. (а), останалите означения са дадени на фиг. 2.24.
 $M_{\text{ст}}$ - моментът от статичните съпротивления в N.m, определени от формулата

$$V_n = r_n \cdot \omega = r_n \cdot \frac{\phi_2 - \phi_1}{t} \quad (2.38)$$

В уравн. (2.36) и (2.37) означенията са:
 J_p - масовият инерционен момент на потора на електродвигателя в kgm^2 ;
 J_c - масовият инерционен момент на средния вала, който свързва вала на електродвигателя с вала на редуктора в kgm^2 ;
 G - силата от телото на стрелата заедно с товара, приложена в центъра на тежестта ѝ в N;
 V_n - периферната скорост на движение на центъра на тежестта на стрелата и товара, където се приема, че е приложена силата. Тя се определя от

$$t_{\text{сп}} = \frac{1}{\delta (J_p + J_c) \frac{\pi n_{\text{сп}}}{30} + \frac{\pi n_{\text{сп}} \cdot \eta}{30 G \cdot V_n^2}} \left(M_{\text{ст}} \pm \frac{M_{\text{сп}}}{i_{\text{сп}}} n_{\text{м}} \right) \quad (2.37)$$

Спирачното време се определя от

$$t_{\text{max}} = \frac{1}{\delta (J_p + J_c) \frac{\pi n_{\text{сп}}}{30} + \frac{\pi n_{\text{сп}} \cdot \eta}{30 G \cdot V_n^2}} \left(M_{\text{сп}} + \frac{M_{\text{сп}}}{i_{\text{сп}}} n_{\text{м}} \right) \quad (2.36)$$

Класове стомани

Видът на стоманата	Клас стомана	Механични свойства при опън, не по-ниски от:		
		статична якост σ_B , МПа	граница на провлачане σ_s , МПа	относително удължение δ_5 , %
Повишена якост	С 44/29	440	290	21
	С 46/33	460	330	21
Обикновена якост	С 52/40	520	400	19
	С 60/45	600	450	16

Таблица 2.2

Марки стомани

Клас стомана	Марка стомана	Дебелина, mm
С 38/23	РСг3 М16С	4 - 30
		4 - 40
С 44/29	09Г2 09Г2С	4 - 32
		21 - 60
С 46/33	09Г2С 14Г2 15ХСНД	4 - 20
		4 - 32
		5 - 32
		10 - 40
С 52/40	10Г2С1 10ХСНД 17Г2САФ	4 - 40
		11 - 32
		4 - 50
С 60/45	16Г2АФ 18Г2АФ	4 - 32
		4 - 50

Времето за спирене се определя от условията на работното място и конструкцията на спирачката. При положителен спирачен момент е необходимо да се държи сметка и за спирачния път. Като се приеме, че е налице равнозакръснително движение, той е

$$G \frac{z_0}{z} \phi = 1,2 [F_{нн} + (W_0 - W_3) + F_1].$$

Като се заместят изразите за $F_{нн}$ от (в), за W_0 от (г) и за W_3 от (д), се получава

$$j_{спн} = \left[\frac{z_0}{z} \phi - \mu \frac{D_{кx}}{d} \right] + \left(\frac{D_{кx}}{2f} + \mu \frac{D_{кx}}{d} \right) k_p + \frac{G}{F_n} \cdot 8. \quad (2.24)$$

Така определената стойност за $j_{спн}$ се замества в уравн. (2.23). Ако спирачният момент се получи положителен, това показва необходимост от спирачка, а ако се получи отрицателен - спирачка не е необходима. При положителен спирачен момент е необходимо да се държи сметка и за спирачния път. Като се приеме, че е налице равнозакръснително движение, той е

$$s = \frac{2f_{спн}}{v^2}$$

При предварително избрана големинна на спирачния момент $M_{сп}$ на спирачката пресметнатото закръснение $j_{спн}$ по уравн. 2.23 се сравнява с допустимото средно закръснение (ускорение) от табл. 2.1.

Механизмите за постъпателно движение с разделно задвижване се пресметат по същия начин, но за всеки електродвигател поотделно. Мощността на всеки двигател се приема 0,6 от общата мощност, пресметнатата по уравн. (2.20). Пусковият момент на всеки двигател се изчислява при натоварена машина и най-малкото натоварване на задвижващите ходови козлеи. Определеното време за пускане и проверка на буксуване се прави по изчисленията в табл. 2.1.

Решението с механизъм, разположен извън движещия се обект, намираще главно за осъществяване на постъпателното движение на козлеите, като полемният механизъм и механизъмът за постъпателното движение се разполага при козлеите. Най-често механизъмът, разположен извън машината не създава опасност от буксуване даже и при движение по наклонен релсов път.

На фиг. 2.13 са показани общата схема и действващите сили върху релсовата колелка. Силата, която трябва да се приложи, за да се осъществи движението, се определя от

$$F = W_{ct} + \Delta F + H + F_n. \quad (2.25)$$

необходимо за проверката на конструкцията и нейните елементи и съединения на умора на материала.

Видове натоварвания. Носещите конструкции на подземно-транспортните машини са подложени на различни по характер и големина натоварвания, които могат да се групират по следния начин: теглови, динамични, метеорологични и специални.

Теглото на товара (товароподемността) на съоръжението се определя от теглото на номиналния полезен товар и товарозахващащите устройства и е вертикално статично натоварване с допълнително динамично въздействие.

Теглото на конструкцията и разположеното върху нея обзавеждане също е вертикално статично натоварване, което при подвижните конструкции има и допълнително вертикално и хоризонтално динамично въздействие.

Динамичните натоварвания възникват в периодите на пускане и спиране на крановите механизми или при преодоляване на неравности при извършване на работните движения. Вертикални динамични натоварвания възникват при вдигане и спускане на товари и при преодоляване на неравностите на релсовия път при пътуване на крана и количката. Хоризонтални динамични натоварвания възникват при пускане и спиране на механизмите за пътуване на количката и крана. Стойностите на динамичните натоварвания се определят от изследването на динамичния модел на носещата конструкция. При опростени разглеждания конструкцията и нейните елементи могат да се приемат като абсолютно корави тела и тогава инерционната (динамичната) сила може да се определи по израза

$$(2.39) \quad F_n = m \cdot a,$$

Където m е съответната маса, а a – ускорението (закъснението) на съответния механизъм в процеса на пускане (спиране). При по-точни изследвания се разглежда еластичният динамичен модел на конструкцията. Много често динамичните натоварвания се отчитат и чрез динамични коефициенти, по-големи от единица, с които се умножава статичното натоварване. Трябва също да се има предвид, че динамичните натоварвания, предавани чрез триене (например хоризонталните динамични сили при пускане и спиране на количката или крана), не могат да надхвърлят силата на сцепление.

Ветровото натоварване се взема под внимание само при съоръжения, работещи на открито. То се определя според БДС 16949 – 89 по формулата

$$(2.40) \quad F_B = p \cdot A,$$

където A е лицето на реалната обветрена площ, а p – разпределеното ветрово натоварване на единица площ, зависещо от ветровото налягане q , от коефициента на аеродинамичност на обветрената площ и от височината на съоръжението. При това се определя ветрово натоварване в работно състояние (при ветрово налягане 125, 250 или 500 Pa) и ветрово натоварване в неработно състояние (при ветрово налягане от 270 до 1000 Pa в зависимост от ветровия район, в който ще работи съоръжението). Когато не е предварително известно в какъв ветров район ще работи съоръжението, ветровото налягане в неработно състояние трябва да се приема 850 Pa.

Натоварване от сняг и обледеняване също се взема предвид при съоръжения, работещи на открито.

Към специалните натоварвания спадат натоварвания, възникващи при

транспорт и монтаж на съоръженията, сеизмични и някои специфични технологични натоварвания и др.

Тъй като всички посочени по-горе натоварвания не действуват върху конструкцията едновременно с най-големите си стойности, за изчисляване на металните конструкции се образуват т.нар. изчислителни комбинации. За крановите метални конструкции се образуват следните три основни изчислителни комбинации натоварвания:

I комбинация. Нормални натоварвания в работно състояние, които включват натоварванията от собственото тегло на конструкцията, еквивалентното натоварване от полезния товар (с отчитане на спектъра на натоварване и режима на работа) и нормалните динамични натоварвания от работата на два механизма. С тези натоварвания елементите и съединенията на металната конструкция се проверяват на умора.

II комбинация. Максимални натоварвания в работно състояние, които включват натоварванията от собственото тегло на конструкцията, номинална (максимална) полезен товар, максималните динамични натоварвания от работата на два механизма и от атмосферните въздействия за работно състояние. По тази изчислителна комбинация конструкцията се оразмерява на статична якост и се поставят проверки на устойчивост и коравина.

III комбинация. Максимални натоварвания в неработно състояние, които включват натоварванията от собственото тегло на конструкцията, от атмосферните въздействия в неработно състояние и (или) едно от специалните натоварвания. По тази изчислителна комбинация се проверява статичната якост и устойчивостта на застрашени елементи от конструкцията.

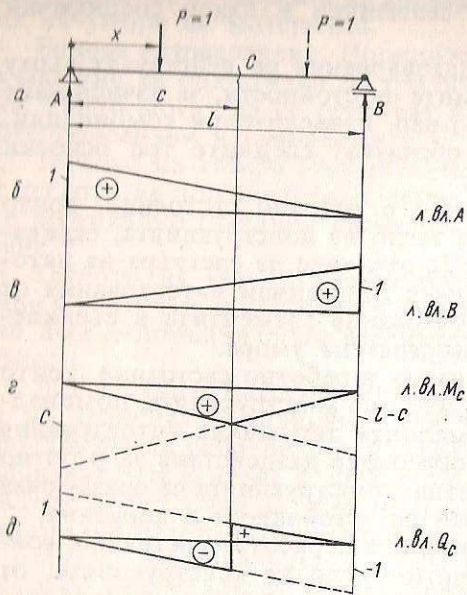
За стоманени конструкции на кранове с общо предназначение коефициентът на сигурност по отношение на граничното напрежение се приема за I комбинация $n_I = 1,5$; за II комбинация – $n_{II} = 1,33n_p$, като коефициентът n_p отчита влиянието на групата на режима на работа [15] и за III комбинация $n_{III} = 1,2$.

Граничното напрежение при проверката на статична якост е границата на провлачване на материала σ_s . Оразмеряването на металните конструкции се прави по проверката на статична якост. Граничното напрежение при проверката на умора на материала е границата на умора $\sigma_{гк}$ при асиметрия на цикъла на изменение на напреженията r и при ефективен коефициент на концентрация k , а при проверка на устойчивост – критичното напрежение $\sigma_{кр}$.

Носещите метални конструкции се проверяват и на статична коравина (определяне на статичните деформации и сравняването им с допустимите) и на динамична коравина (определяне на собствената честота и времето за затихване на собствените трептения).

2.6.2. ОСНОВНИ СВЕДЕНИЯ ПО МЕХАНИКАТА НА НОСЕЩИТЕ МЕТАЛНИ КОНСТРУКЦИИ

Когато върху една метална конструкция действа неподвижно натоварване, е методите на статиката и съпротивлението на материалите лесно могат да се определят стойностите на вътрешните усилия за всяко сечение на конструкцията, с които след това се извършва оразмеряването ѝ. При подвижно натоварване обаче с изменение на местоположението на натоварването се изменят и вътрешните усилия в отделните сечения на конструкцията. В този случай определянето на опорните реакции и вътрешните усилия в дадено сечение е възможно, ако се познава законът на изменение на натоварването като функция на местоположението на подвижното натоварване.



Фиг. 2.25. Линии на влияние за греда на две опори

ват стойностите ѝ в две произволни точки, например при $x = 0$ $A = 1$ и при $x = l$ $A = 0$. Линията на влияние на опорната реакция A е построена на фиг. 2.25 б. Аналогично за линията на влияние на опорната реакция B се получава изразът

$$(2.42) \quad B = P \frac{x}{l} = 1 \frac{x}{l},$$

който е построен на фиг. 2.25 в.

За да се построи линията на влияние на огъващия момент M_C за сечение C , необходимо е да се разгледат две положения на единичната подвижна сила. При положение на единичната подвижна сила вляво от сечението от условието за равновесие на дясната част на гредата се получава изразът

$$(2.43) \quad M_C = B(l-c) = \frac{x}{l}(l-c),$$

който е валиден при $0 \leq x \leq c$. При положение на единичната подвижна сила вдясно от сечението C от условието за равновесие на лявата част на гредата следва изразът

$$(2.44) \quad M_C = Ac = \frac{l-x}{l}c,$$

който е валиден при $c \leq x \leq l$. Вижда се, че линията на влияние на огъващия момент се състои от две пресичащи се прави (фиг. 2.25 г), които се

Линиите на влияние представляват графично изображение на закона на изменение на даден фактор (опорна реакция, вътрешно усилие в определено сечение и др.) под действието на единична подвижна сила.

Когато подвижната единична сила $P = 1$ се движи по гредата на две опори (фиг. 2.25) и се намира на променливото разстояние x от лявата опора, опорната реакция A може да се определи от моментното условие за равновесие на гредата по отношение на приложната точка на опорната реакция B , откъдето се получава

$$(2.41) \quad A = P \frac{l-x}{l} = 1 \frac{l-x}{l}.$$

Изразът (2.41) показва линейната зависимост на стойността на опорната реакция A от положението на единичната сила. За да се построи тази линия на влияние, необходимо е да се познават

построяват лесно по уравненията (2.43) и (2.44). Върхът на линията на влияние на огъващия момент, даващ максималната стойност на M_C , се намира точно под разглежданото сечение, което служи за проверка при построяването.

При построяването на линията на влияние на тангенциалното (напречното) усилие Q_C за сечението C също се разглеждат две положения на подвижната единична сила:

$$\begin{aligned} \text{при} & \quad 0 \leq x \leq c & Q_C &= -B \\ \text{и при} & \quad c \leq x \leq l & Q_C &= A. \end{aligned}$$

Построяването на линията на влияние на напречното усилие Q_C е показано на фиг. 2.25 д. Заслужава да се отбележи, че напречното усилие Q_C променя знака си със скок в сечението C .

След като са построени линиите на влияние, отчитането на действителната опорна реакция или вътрешно усилие за дадено сечение става по следния начин:

- ако по гредата се движи единична сила, стойността на действителното усилие е равна на ординатата на линията на влияние ζ , намираща се под единичната сила;
- ако по гредата се премества сила P_1 , стойността на обобщеното усилие R ще бъде $P_1 \zeta_1$;
- ако по гредата се движат n подвижни сили, за обобщеното усилие при използване на закона на суперпозицията се получава (фиг. 2.26)

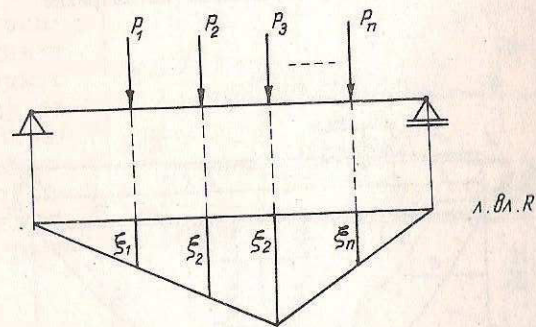
$$(2.45) \quad R = P_1 \zeta_1 + P_2 \zeta_2 + \dots + P_n \zeta_n;$$

– ако по гредата се движи равномерно разпределено натоварване с интензивност q , обобщеното усилие се определя по израз

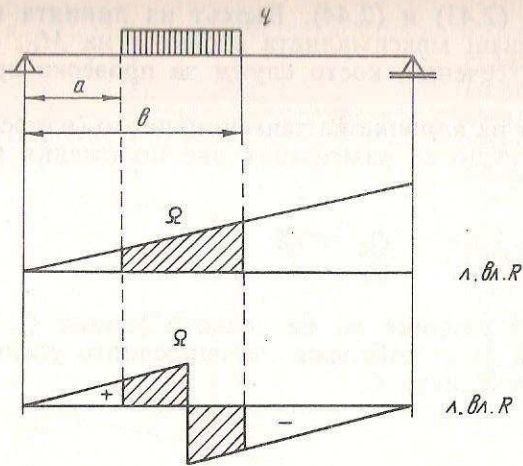
$$(2.46) \quad R = \int_a^b q \cdot \zeta(X) \cdot dx = q \Omega,$$

където Ω е заштрихованата площ на фиг. 2.27, взета със своя знак.

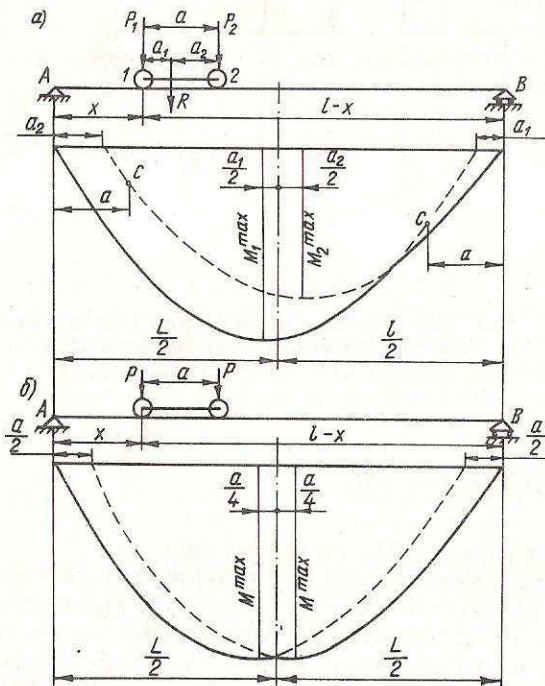
Като се използват линиите на влияние, могат да бъдат определени максималните вътрешни усилия в кое да е сечение на гредата. За оразмеряването на гредата е необходимо да се определи това сечение, в което действа абсолютният максимум на вътрешното усилие (в случая огъващият момент). За решаването на тази задача най-често се използва граничната линия, която дава за всяко сечение на гредата максималната стойност на вътрешното усилие. Уравненията на граничната линия се определят най-лесно аналитично и зависят от вида на подвижното натоварване. Така, ако по гредата на две опори се движат два свързани помежду си товара $P_1 > P_2$, намиращи се на разстояние a помежду си (фиг. 2.28), то



Фиг. 2.26. Използване на линията на влияние при натоварване с концентрирани сили



Фиг. 2.27. Използване на линията на влияние при равномерно разпределено натоварване



Фиг. 2.28. Гранична линия за греда под действието на две подвижни сили

$$R = P_1 + P_2, a_1 = \frac{P_2}{R}l \text{ и } a_2 = \frac{P_1}{R}l$$

Уравнението на огъващия момент под силата P_1 ще бъде

$$(2.47) M_1 = A \cdot x = \frac{R}{l}(l-x-a_1)x,$$

където A е стойността на опорната реакция. Екстремната стойност на огъващия момент M_1 ще се получи от условието

$$(2.48) \frac{dM_1}{dx} = \frac{R}{l}(l-2x-a_1) = 0,$$

откъдето за застрашеното сечение се получава

$$(2.49) x = \frac{l-a_1}{2},$$

и тогава максималният огъващ момент под силата P_1 ще бъде

$$(2.50) \max M_1 = R \frac{(l-a_1)^2}{4l}.$$

За да се построи цялостната гранична линия, трябва да се определи и уравнението на огъващия момент M_2 под силата P_2 (фиг. 2.28 а).

При $P_1 = P_2 = P$ (фиг. 2.28 б) $a_1 = a_2 = \frac{a}{2}$ и

$$(2.51) \max M = \frac{P}{2l} \left(l - \frac{a}{2} \right)^2$$

при

$$(2.52) x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}.$$

Ферма се нарича геометрично неизменяема конструкция, съставена от прави пръти, свързани в краищата си ставно във възли. При изчисленията се

приема, че ставите са без триене и са разположени в пресечната точка на централните оси на прътите и че външното натоварване е приложено във възлите на фермата. В случаите, когато последното условие не е изпълнено, външното натоварване, приложено между два съседни възела, се привежда в тях. При тези условия всички пръти от фермата се натоварват само с собствени сили. Определянето на вътрешните усилия в прътите при неподвижно натоварване става по известните от статиката методи: метода на сеченията или план Кремена.

При подвижно натоварване за определяне на закона на изменение на вътрешните усилия се използва методът на линиите на влияние. Ако се разгледа крановата ферма, показана на фиг. 2.29, се вижда, че линиите на влияние на опорните реакции A и B се определят по същия начин и имат същите стойности както при гредата на две опори (фиг. 2.24).

Построяването на линиите на влияние на вътрешните усилия в поясните пръти става чрез използване методите на Ритеровото сечение. Например за пръта O_4 се прекарва Ритеровото сечение $I-I$. При положение на единичната подвижна сила $P=1$ надясно от сечението се съставя моментното уравнение спрямо Ритеровата точка на пръта O_4 за лявата част на фермата

$$A \cdot 4a + O_4 \cdot h = 0,$$

откъдето следва

$$(2.53) O_4 = -A \frac{4a}{h} = \frac{l-x}{l} \cdot \frac{4a}{h}.$$

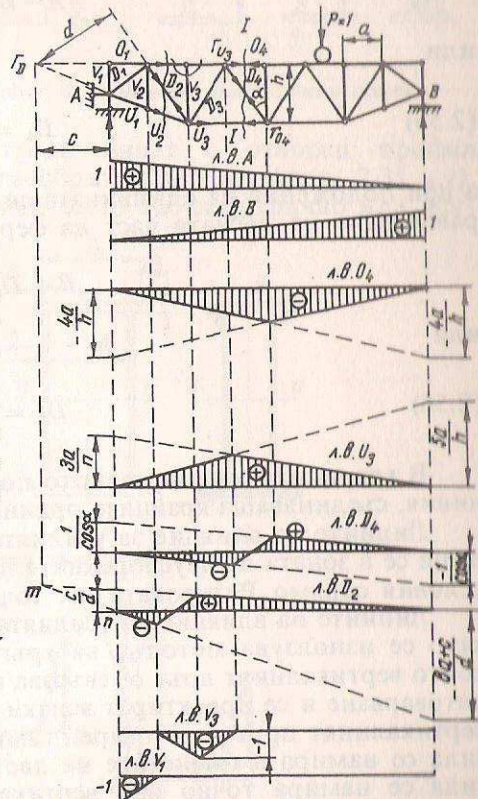
Аналогично при положение на единичната сила наляво от сечението

$$(2.54) O_4 = -B \frac{4a}{h} = \frac{x}{l} \cdot \frac{4a}{h}.$$

Тъй като линиите на влияние на опорните реакции A и B са познати, построяването на линията на влияние в пръта O_4 може да стане лесно по (2.53) и (2.54). Върхът на линията на влияние се намира точно под Ритеровата точка, което опростява построяването ѝ или пък може да служи като проверка за правилното построяване.

Построяването на линиите на влияние за усилията в прътите от долния пояс е аналогично. На фиг. 2.29 е показана линията на влияние на усилието в пръта U_3 .

За построяване на линиите на влияние на диагоналните пръти в зоната на успоредните пояси не може да се използва моментно равенство, тъй



Фиг. 2.29. Линии на влияние за прътови усилия

като Ритеровата точка се намира в безкрайността. В този случай се използва проекционно условие по вертикалната ос. Така за уравнението на линията на влияние на усилието на пръта D_4 при положение на единичната сила надясно от сечението от условието за равновесие на лявата част на фермата се получава

$$A - D_4 \cos \alpha = 0$$

или

$$(2.55) \quad D_4 = A \frac{1}{\cos \alpha},$$

а при положение на единичната сила наляво от сечението от условието за равновесие на дясната част на фермата

$$B + D_4 \cos \alpha = 0$$

или

$$(2.56) \quad D_4 = -B \frac{1}{\cos \alpha}.$$

В границите на разрязаното поле линията на влияние ще бъде права линия, съединяваща крайните ординати на дясната и лявата част (фиг. 2.29).

Линиите на влияние за усилията в диагоналните пръти D_1 и D_2 , намиращи се в зоната на неупоредните пояси, се строят с помощта на моментни условия спрямо Ритеровата им точка r_D (фиг. 2.29).

Линиите на влияние на усилията във вертикалните пръти се построяват, като се използва методът на кръговото сечение и се изреже възелът, в който вертикалният прът се свързва с пояса, по който се движи подвижното натоварване и се проектират всички сили по вертикалната ос. Вижда се, че вертикалният прът е натоварен само тогава, когато подвижната единична сила се намира в границите на двете съседни полета. Когато единичната сила се намира точно над вертикалния прът, усилието в него е минус единица, а в двете съседни полета се изменя по линеен закон. Линиите на влияние за усилията във вертикалните пръти V_1 и V_3 са показани на фиг. 2.29.

2.6.3. ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ НА МЕТАЛНИТЕ КОНСТРУКЦИИ

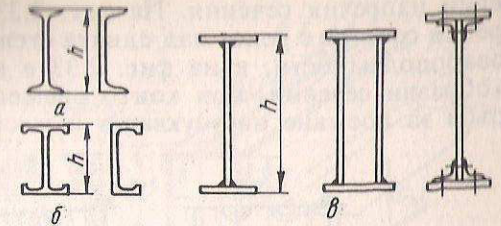
Греди се наричат елементите, работещи предимно на огъване. Те биват с пълностенна и прътова (фермена) конструкция.

Пълностенните греди се характеризират с простота на конструкцията, ниска стойност, удобна и естетична форма и компактни размери. Те се използват особено сполучливо при конструкции с малки и средни отвори и големи натоварвания.

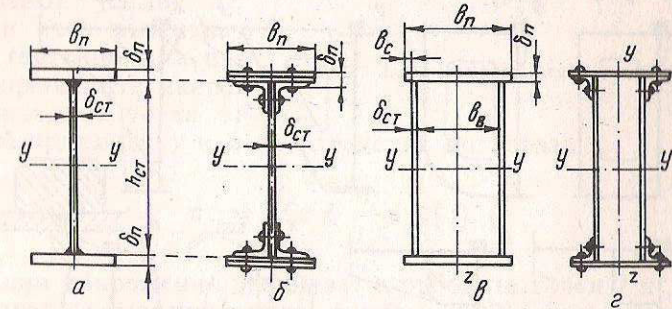
Според начина на изработването си пълностенните греди могат да бъдат валцовани (фиг. 2.30 а), пресувани (фиг. 2.30 б) или съставни (фиг. 2.30 в). Най-прости за изработка и най-евтини са валцованите греди, но асортиментът им е ограничен. Пресуваните греди се характеризират с висока точност на изработване и поради това са по-скъпи. Размерите им са ограничени от граничния диаметър на матрицата на пресата. Те са намери-

ли най-широко приложение за изработване на мачтите на кари високоповдигачи.

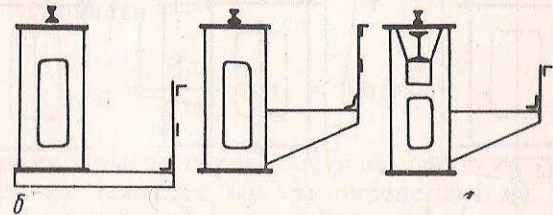
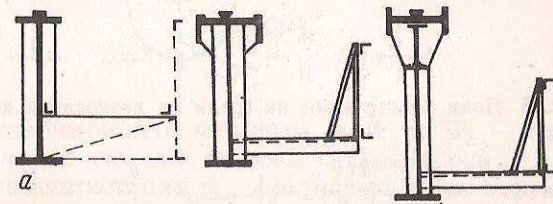
Съставните греди по начина на свързване на отделните елементи се подразделят на заварени (фиг. 2.31 а, в) и нитовани (фиг. 2.31 б, г). Заварените съставни греди поради по-прогресивната технология на изработване намират най-широко приложение. По вида на напречното сечение съставните греди биват с отворен профил (фиг. 2.31 а, б) и със затворен или кутиеобразен профил (фиг. 2.31 в, г). Гредите с отворен профил се оформят най-често със симетрично или аси-



Фиг. 2.30 Видове пълностенни греди



Фиг. 2.31. Видове съставни пълностенни греди

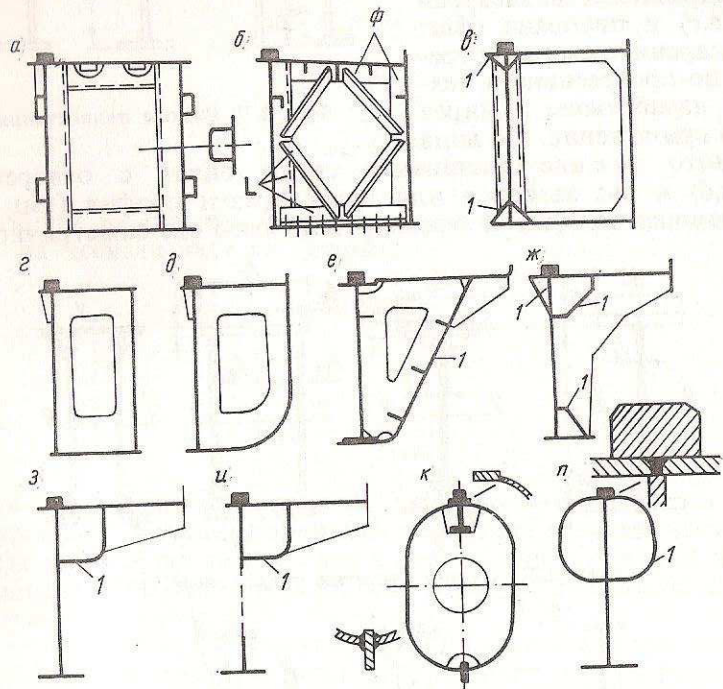


Фиг. 2.32. Греди на традиционни двугредови кранове

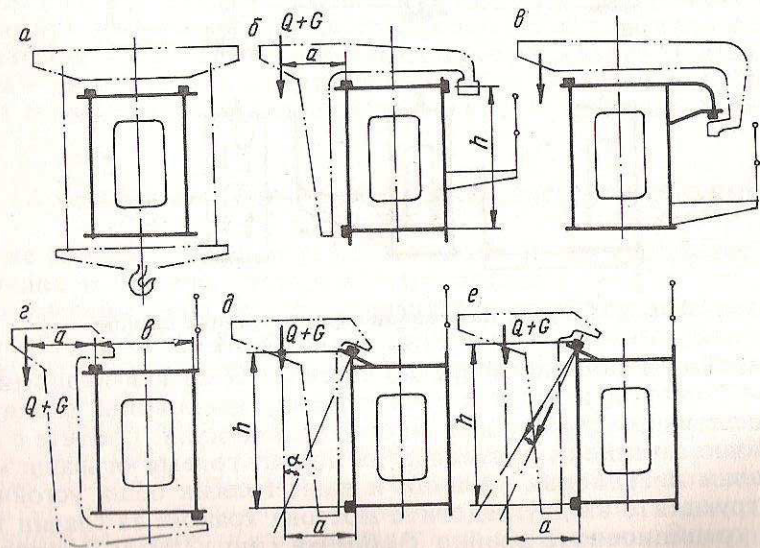
метрично двойно Т-образно напречно сечение. Те са най-икономични при натоварване с огъващ момент в едната главна инерционна равнина, формата им е естетична и удобна и са много технологични. Гредите с кутиеобразно напречно сечение са пригодени да поемат големи огъващи моменти в двете главни инерционни равнини и имат голема обща устойчивост.

В конструкциите на двугредовите мостови кранове за главни греди се използват традиционните двойно Т-образни (фиг. 2.32 а) и кутиеобразни сечения (фиг. 2.32 б), но все по-често намират приложение и нови, по-мо-

дерни напречни сечения. На фиг. 2.33-а д са показани кутиеобразни напречни сечения с релса над едната стена, използвани най-често при големи товароподемности, а на фиг. 2.33 е до и - специално оформени двойно Т-образни сечения, при които елементът 1 създава затворена торсионна тръба за поемане на усукващи и местни напрежения. На фиг. 2.33 к и л



Фиг. 2.33. Нови конструкции на греди на двугредови кранове



Фиг. 2.34. Греди за едноредови кранове с количка

са посочени специални овални напречни сечения, а на фиг. 2.34 - специалните конструкции греди за едноредови кранове с количка.

Определянето на огъващите и срязващите напрежения в гредите става по познатите от съпротивлението на материалите методи. Ако в дадено сечение на пълностенната греда действуват огъващите моменти M_y и M_z (в двете главни равнини) и вертикалното тангенциално (напречно) усилие Q_z (фиг. 2.35), в него възникват нормални и тангенциални напрежения. Нормалните напрежения в произволна точка от сечението с координати y и z се определят по израза

$$(2.57) \quad \sigma_x = \frac{M_y}{I_y} z \pm \frac{M_z}{I_z} y \leq [\sigma].$$

Максимални напрежения възникват в ръбовите точки 1 и 2 (фиг. 2.35), където се появяват максималните опънови (т.2), респ. натискови (т.1) напрежения. За ръбовите точки 1 и 2 важи условието

$$(2.58) \quad \max \sigma_x = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma],$$

където I_y и I_z са инерционните моменти, а W_y и W_z - съпротивителните моменти на напречното сечение спрямо главните оси y и z .

Тангенциалните напрежения τ_{xz} , предизвикани от тангенциалното усилие Q_z в произволна точка на кутиеобразното сечение (фиг. 2.35), трябва да удовлетворяват условието

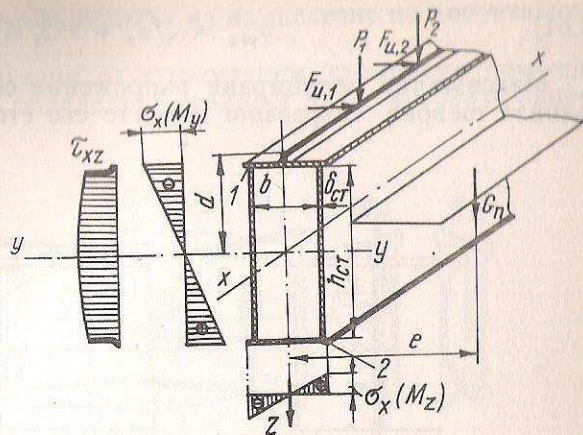
$$(2.59) \quad \tau_{xz} = \frac{Q_z S_y}{I_y 2\delta_{ст}} \leq [\tau] = 0,6[\sigma],$$

където S_y е статичният момент спрямо ос y на частта от сечението, която не съдържа центъра на тежестта му. За определяне на тангенциалното напрежение може да се използва и приблизителната формула

$$(2.60) \quad \tau_{xz} = \frac{Q_z}{h_{с.т.} 2\delta_{ст}},$$

която е изведена от предпоставката, че пълното срязващо усилие се поема изцяло от стените и не се отчита носещата способност на поясите.

Когато в дадено сечение на пълностенните греди действуват големи нормални и тангенциални напрежения, се прави проверка на редуцираното напрежение в застрашените му точки по енергетичната якостна теория:

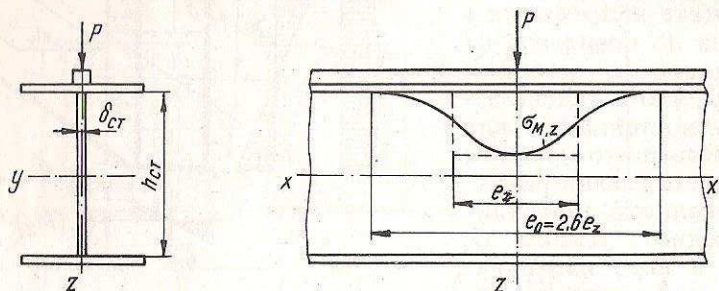


Фиг. 2.35. Напрежения в кутиеобразна греда

(2.61)

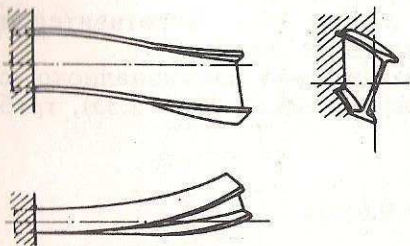
$$\sigma_{\text{ред}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xz}^2} \leq 1,1[\sigma].$$

Максимални редуцирани напрежения се получават в местата на завърчните шевове, свързващи поясите със стените.



Фиг. 2.36. Местно напрежение на натиск в стената на отворена пълностенна греда

В местата от гредата, където са приложени концентрирани натоварвания, се появяват местни напрежения, които намаляват бързо по дължината на гредата (принципът на Сен Венан), но стойностите им в местата на приложение на концентрираните натоварвания може да достигнат значителни стойности. Тези местни напрежения трябва да се вземат под внимание при оразмеряването на гредите или пък де се вземат специални мерки за намаляване на тяхната стойност. Особено важно е да се познават стойностите на местните напрежения, когато концентрираните натоварвания са подвижни по дължината на гредата. На фиг. 2.36 е показано изменението на местните (натисковите) напрежения $\sigma_{M,z}$ в стената на гредата с отворено напречно сечение, при която подвижна концентрирана сила P се движи по релса, поставена по оста на стената. Това местно натисково напрежение оказва съществено влияние върху якостта и местната устойчивост на стената.



Фиг. 2.37. Загуба на обща устойчивост при огъване

достигане на критичната стойност на натоварването гредата се изкривява и усуква (фиг. 2.37), при което тя излиза от равнината на огъването и получава пластични деформации. Проверката на обща устойчивост на гредите се прави по условието

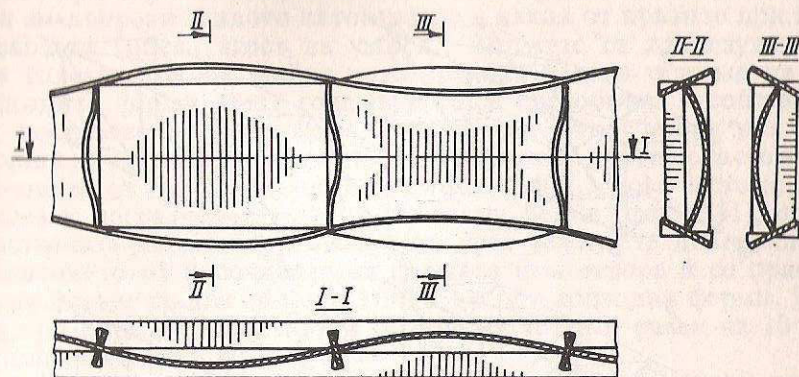
(2.62)

$$\max \sigma_x = \frac{M_y}{W_y} \leq \varphi_y[\sigma],$$

където M_y е огъващият момент спрямо ос y , W_y – съпротивителният момент

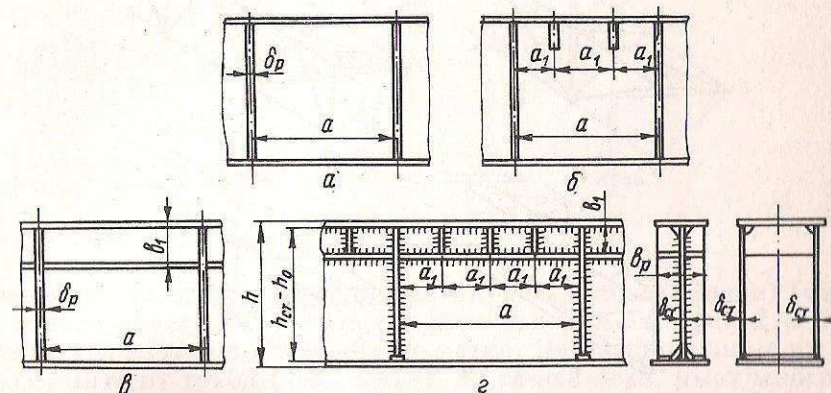
на натиснатия пояс, а $\varphi_y < 1$ – коефициентът на намаляване на допустимото напрежение при греди.

Съставните греди са образувани от тънкостенни, съединени помежду си пластини. При достигане на определена стойност на натисковите напре-



Фиг. 2.38. Загуба на местна устойчивост

жения в тези тънкостенни елементи може да настъпи изкорубване (измятане), т.е. загуба на местната устойчивост на елемента (фиг. 2.38). По аналогия с другите случаи на загуба на устойчивост и тук напреженията, при които започват местни изкривявания, се наричат критични. Загубването на местна устойчивост на някой от елементите на гредата (натиснат пояс или стена) води до изключване на изметнатия участък от носещата част на сечението, което по-нататък може да доведе до загубване на работоспособността му. Критичните напрежения в една пластина зависят от характера

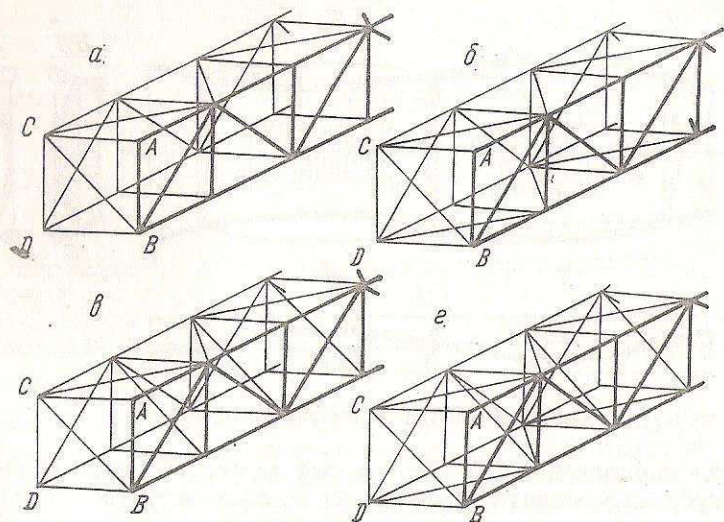


Фиг. 2.39. Начини на укрепване на стената на пълностенни греди

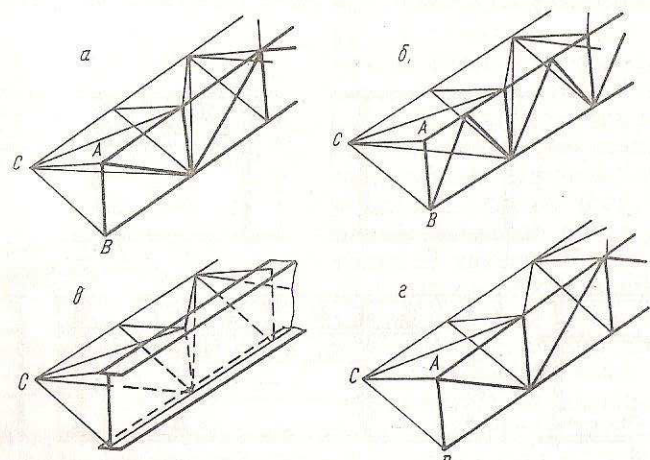
на напрегнатото състояние, начина на закрепване на контура ѝ и отношението на по-големия размер на пластината към дебелината ѝ (стойност на пластината). За да се осигури местната устойчивост на стените на пълностенните греди, те се укрепват (фиг. 2.39) със:

а) основни напречни ребра (диафрагми), поставени по цялата височина на стената;

б) основни напречни ребра (диафрагми) и къси междинни напречни ребра (диафрагми);



Фиг. 2.40. Пространствени системи от три ферми



Фиг. 2.41. Пространствени системи от четири ферми

в) основни напречни ребра (диафрагми) и надлъжни ребра;
г) основни напречни ребра (диафрагми), къси напречни ребра (диафрагми) и надлъжни ребра.

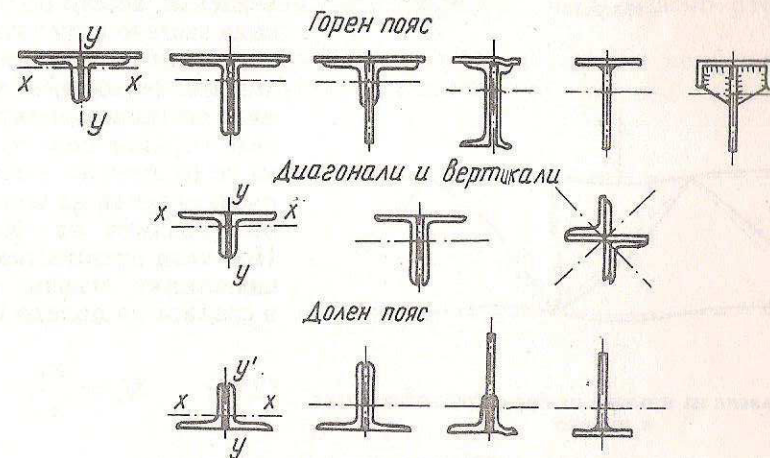
Късите напречни ребра и надлъжните ребра се поставят в натиснатата зона на сечението.

Прътовите греди (ферми) са изградени от отделни пръти, така че да се образува геометрично неизменяема система. Поради това, че прътите на фермите са натоварени само с осови сили, материалът, вложен във фермите, се използва по-рационално и те са по-леки от пълностенните греди. Като недостатък на фермите трябва да се отбележат по-голямата трудопоглъщаемост при изработване, високата концентрация на напрежения във възлите и знакопроменливото натоварване в някои от прътите при подвижно натоварване (ниска якост на умора). Фермите се използват с успех само при големи отвори, малки натоварвания и леки режими на работа.

Равнинните ферми имат голяма носеща способност в собствената си равнина, но нямат почти никаква носеща способност извън нея. Поради тази причина за носещи конструкции се използват прътови системи, съставени най-малко от три равнинни ферми (фиг. 2.40). Много често се използват и системи, изградени от четири равнинни ферми (фиг. 2.41), при които пространствената коравина се осигурява чрез телесните диагонали BC.

Отношението на височината на фермата към отвора ѝ се приема 1/10 до 1/16 при ферми на две опори и 1/3 до 1/6 при конзолни ферми. Броят на полетата при ферми на две опори се приема четен и равен на 10 до 16, а при конзолните ферми – 3 до 6.

Най-често като пръти на фермите се използват ъглови валцувани профили или съставни Т-образни сечения (фиг. 2.42). Свързването на тези

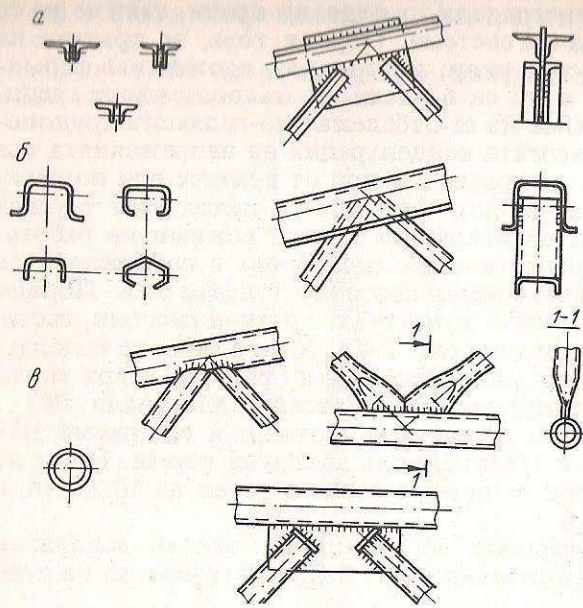


Фиг. 2.42. Напречни сечения на пръти на ферми

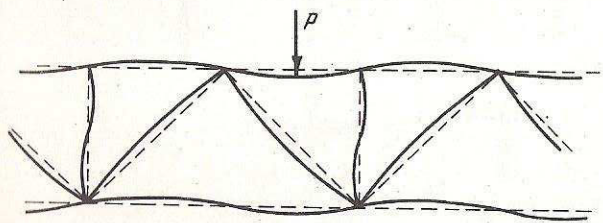
пръти във възлите става с помощта на възлови плочи (планки) (фиг. 2.43 а). При използването на огънати профили във фермите (фиг. 2.43 б) може да се реализира известна икономия на метал. Най-рационално е изграждането на фермите от тръби (фиг. 2.43 в). Те са най-леки, имат много добра устойчивост срещу корозия и малко ветрово съпротивление. При фермите от тръби възловите връзки се реализират по-сложно.

Пресмятането на огънатите пръти на фермите става по якостното условие

$$(2.63) \quad \max \sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma],$$



Фиг. 2.43. Типови сечения на пръти и оформяне на възлите



фиг. 2.44. Огъване на прътите на ферма при натоварване в полето

а максималният огъващ момент във възела на фермата

$$(2.66) \quad M_b = -\frac{Pa}{12},$$

където a е полето на фермата.

Прътите от горния пояс на фермите на две опори са натоварени на натиск, към който се добавят и напреженията от местно огъване. Тъй като огъващите моменти в средата на полето и във възела имат различни знаци, най-натоварени са горните влакна на пояса в средата на полето и долните – във възела (фиг. 2.45). Максималните натискови напрежения в горния пояс в този случай ще бъдат:

– в средата на полето

където F е максималното усилие в пръта, а A – лицето на напречното му сечение. Натиснатите пръти се пресмятат на устойчивост по

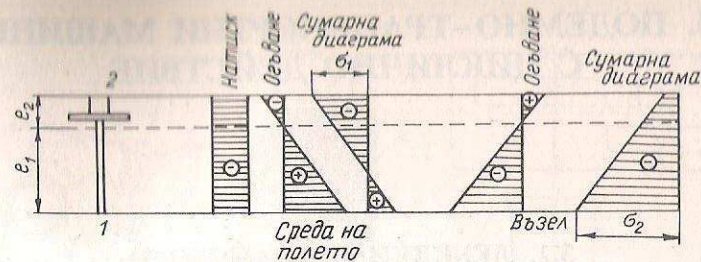
$$(2.64) \quad \max \sigma = \frac{F}{A} \leq \varphi [\sigma],$$

където φ е коефициентът на намаляване на допустимото напрежение при изкълчване.

При подвижно натоварване всички пръти на фермата трябва да бъдат проверени и на умора на материала.

При движение на подвижно съоръжение (количка) по горния пояс на фермата прътите от този пояс се натоварват допълнително с огъващи моменти. Най-големите са тези местни огъващи моменти, когато подвижната сила застане в средата на полето (фиг. 2.44). Приблизителното определяне на местните огъващи моменти става, като горният пояс на фермата се разглежда като непрекъснатата греда на много опори (възлите на фермата). При тази предпоставка максималният огъващ момент в средата на полето ще бъде

$$(2.65) \quad M_n = \frac{Pa}{6},$$



Фиг. 2.45. Напрежения в горния пояс на ферма при местно огъване

$$(2.67) \quad \max \sigma = \frac{F}{A} + \frac{M_n}{I_y} e_2;$$

– във възела

$$(2.68) \quad \max \sigma = \frac{F}{A} + \frac{M_n}{I_y} e_1.$$

Тук e_1 и e_2 са разстоянията от неутралната ос y до крайните долни, респ. крайните горни влакна. Тъй като $M_n = 2M_b$, за да се получат равни максимални напрежения в средата на полето и във възела, при конструктивното оформяне на горния пояс трябва да бъде спазено отношението $e_1 \approx 2e_2$.

Освен якостните проверки на прътите на фермите е необходимо да се направи и проверка на допустимата стройност.

3.1. ЛЕБЕДКИ И АСАНСЬОРИ

3.1.1. ЛЕБЕДКИ

Лебедките са подемно-транспортни машини (ПТМ) с циклично действие и линейно преместване на работния орган (кука, халка и др.). Служат за вдигане и теглене на товари, машини, възли от машини, съоръжения и пр. Използват се за механизирани на епизодични подемно-транспортни операции (вдигане, наклоняване, обръщане, теглене, влачене и т.н.) в строителството, монтажа, транспорта, селското и горското стопанство. Поради това лебедките трябва да бъдат с малки размери и малка маса, да могат лесно да се преместват, да имат просто управление и сигурно действие.

По структура лебедките представляват самостоятелно обособен механизъм за вдигане, съставен най-често от въжено-барабанна работна група, задвижваща група и рама.

На фиг. 3.1 е показана лебедка, чиято задвижваща група се състои от двигател, съединител, спирачка и цилиндричен редуктор.

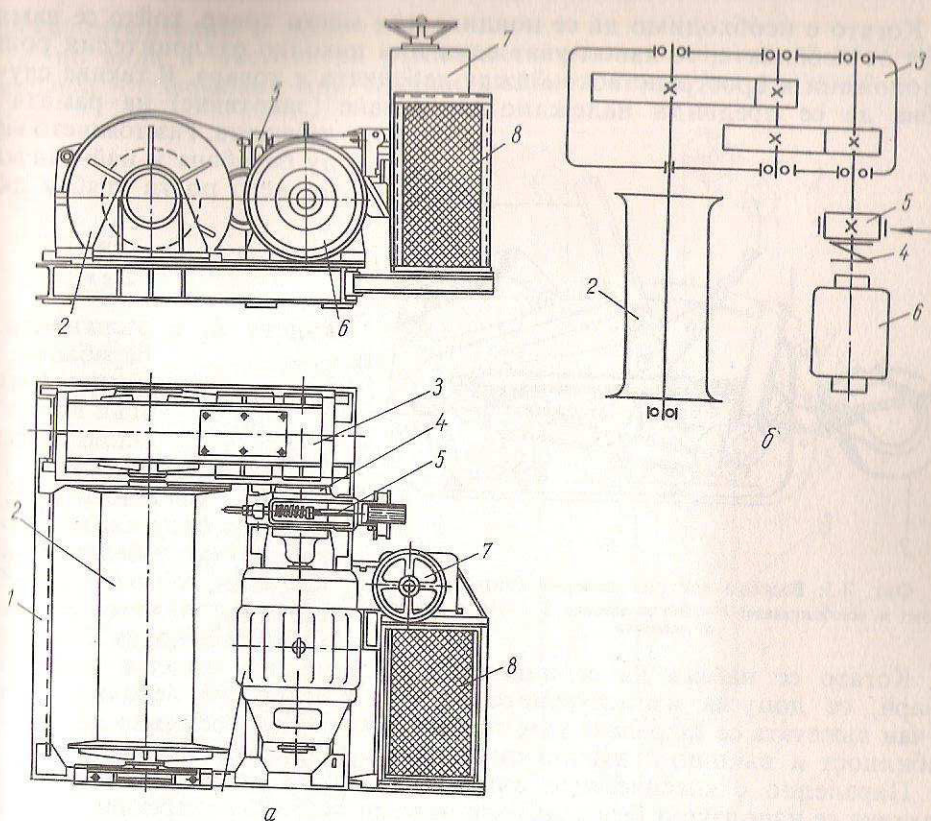
На фиг. 3.2 задвижващата група на лебедката се състои от обезопасена ръчка (ръчка, която след включването от работника спира движението на товара) и двустепенен, двускоростен редуктор.

Лебедките се класифицират:

- по вида на задвижването - на ръчни и моторни лебедки (с електрически двигател, с двигател с вътрешно горене, с пневматичен двигател и др.);
- по вида на предавката - на лебедки с цилиндрични, конусни, червячни, фрикционни, верижни и други предавки;
- по вида и броя на барабаните - на лебедки с цилиндрични, конусни или конусни барабани; лебедки с еднослойно и многослойно навиване на въжето; лебедки с един, два или няколко барабана;
- по вида на спирачката - на лебедки с автоматични, ръчни, крачни или комбинирани спирачки;
- по броя на скоростите - на лебедки с една, две и повече скорости; лебедки с плавно регулиране на скоростта и др.;
- по начина на пренасяне и закрепване - на стационарни (поводни - фиг. 3.1, или стенни - фиг. 3.2) и подвижни (местими, возими и т.н.) лебедки.

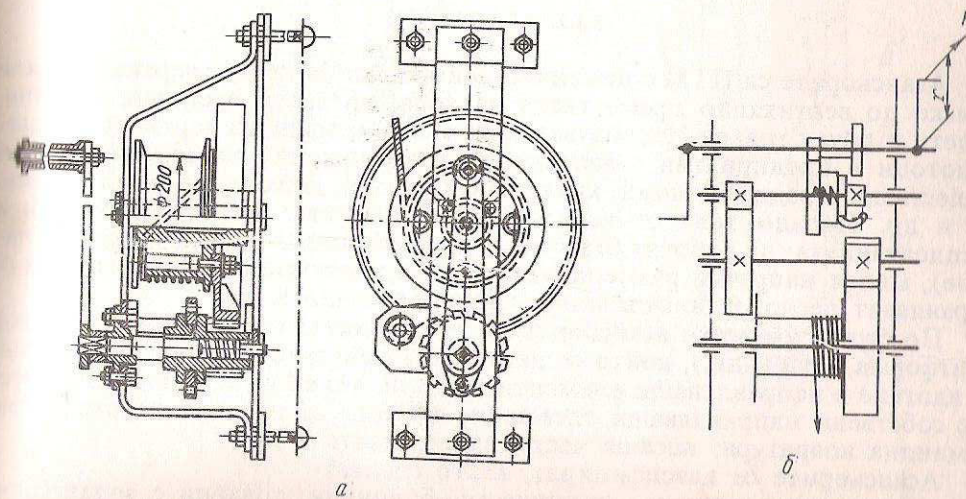
Лебедките се характеризират със следните по-важни технически параметри: теглеща сила на въжето, излизащо от барабана - $F = 0,5 \div 100 \text{ kN}$; скорост на въжето - $V_F = 0,1 \div 1 \text{ m/s}$; дължина на въжето, което се побира върху барабана - $L_F \leq 300 \text{ m}$; режим на работа - $1 \div 4$; маса - $m_n = 2 \div 4000 \text{ kg}$.

Когато е необходимо да се вдига товар с тегло F_Q , по-голямо от силата на въжето F , се използват полиспасты с предавателно число (кратност) $i_n \geq \frac{F_Q}{F \cdot \eta_{\text{пол}}}$. Най-често кратността на полиспаста варира в границите от 2 до 12.



Фиг. 3.1. Моторна лебедка

а - конструкция; б - кинематична схема
1 - основна рама; 2 - барабан; 3 - редуктор; 4 - съединител; 5 - спирачка с късоходов електромагнит;
6 - електромотор; 7 - барабанен контролер; 8 - площадка с предпазни шарцети



Фиг. 3.2. Ръчна лебедка

а - конструкция; б - кинематична схема

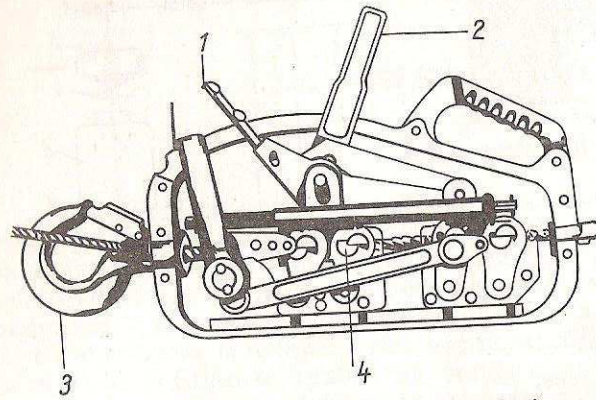
Когато е необходимо да се повдига или мести товар, който се намира далеч от лебедката, се използват една или няколко отклонителни ролки, разположени в пространството между лебедката и товара. В такива случаи трябва да се предвиди надеждно закрепване (закотвяне) на рамата на лебедката. Разстоянието между барабана и най-близката до него ролка трябва да е

$$(3.1) \quad L \geq \frac{L_6}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

където L_6 е дължината на барабана,

α – допустимия ъгъл на отклонение на въжето (вж. т. 1.2).

Ако условието (3.1) не може да бъде изпълнено, се използват лебедки с въже нареджач, който се употребява и когато въжето се навива многослойно на барабана.



Фиг. 3.3. Въжено-лостова лебедка (тирфор)
1 – лост за освобождаване; 2 – лост за вдигане; 3 – кука; 4 – система от ловители

Когато се налага да се вдигат или преместват големи или тежки товари, се допуска използването на две или повече лебедки. В тези случаи въжетата се закрепват към товара така, че едновременно да осигурят стабилност и външно статично определимо закрепване на товара.

Паралелно с класическите въжено-барабанни лебедки в монтажната практика се използват безбарабанни въжени лебедки – тирфори (фиг. 3.3) в които въжето се изтегля с лостово-клевцов апарат. Те се отличават изключително ниска стойност на коефициента на тарата си (отношението на собственото тегло към номиналната теглеща сила във въжето F).

3.1.2. АСАНСЬОРИ

Асансьорите са ПТМ с циклично действие за линейно, вертикално или близко до вертикално преместване на хора, превозни средства, машини, палети и други товари. Използват се за механизирание на вертикални тунелни работници в предприятията с вертикално разположени цехове, жилищни обществени сгради, болници, кули, мачти, шахти, кораби, строителни обекти и др. Поради това от асансьорите се изисква: да бъдат сигурни експлоатацията; да работят безшумно; да имат точно позициониране (спирание), малки напречни размери, минимална консумация на енергия; да се управляват лесно от нискоквалифициран персонал и др.

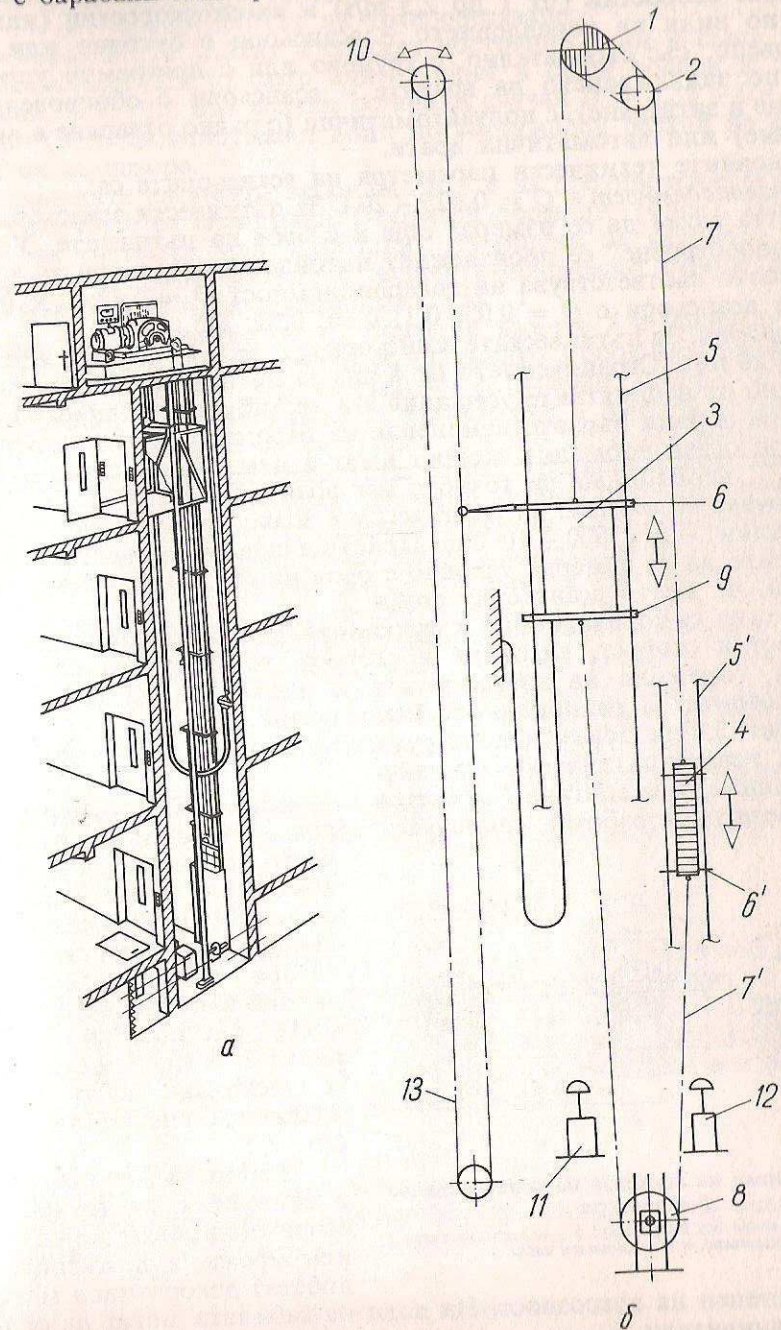
По структура всеки асансьор има: товароносещ орган (кабина, клетка, платформа, кош и др.), който се движи под действие на въжен механизъм за вдигане в направляващи елементи (водачи, релси и др.); противовтежески със собствени направляващи елементи; система от предпазни устройства; командна апаратура; носеща част (шахта, мачта и др.).

Асансьорите се класифицират, както следва:

– по предназначение – пътнически, товарни с водач (придружител), товарни без придружител, специални (гаражни, корабни, по-

морски, строителни и др.);

– по вида и мястото на разположение на механизма за вдигане на асансьора – с барабани или триещи шайби, със или без редуктор, с една



Фиг. 3.4. Товаро-пътнически асансьор
а – конструкция, б – кинематична схема

или две скорости, с горно или долно (спрямо шахтата) разположение на механизма;

- по големината на номиналната скорост - нискоскоростни (до 1 m/s), нормално скоростни (от 1 до 2,5 m/s) и високоскоростни (над 2,5 m/s);
- по вида на управлението - асансьори с бутонно или лостово; обикновено, със събирателно, с групово или с програмно управление;
- по задвижването на вратите - асансьори с обикновени (с ръчно отваряне и затваряне), с полуавтоматични (с ръчно отваряне и автоматично затваряне) или автоматични врати.

Основните технически параметри на асансьорите са:
Товароподемност - $Q = 0,025 - 20$ t. За пътнически асансьори товароподемността може да се измерва още и с броя на пътниците. У нас в ДСО „Асансьоростроене“ се произвеждат пътнически асансьори за 4, 6, 10 и 12 лица, което съответствува на товароподемност $Q = 0,32; 0,5; 0,8$ и 1 t, и товарни асансьори с $Q = 0,05; 0,1; 0,16; 0,32; 0,5, \dots, 5$ t.

Скорости. За пътническите асансьори $v_{ном} = 0,18 \div 8$ m/s, а за товарните - $v_{ном} \leq 20$ m/s. Ограничението от 8 m/s за пътническите асансьори е продиктувано от неприятните усещания във вестибуларния апарат на нетренирани хора поради бързото изменение на барометричното налягане. Някои асансьори освен нормална скорост имат и намалена скорост - $v_{нам} = (0,1 \div 0,5)v_{ном}$, необходима за точното им позициониране.

Височина на вдигане. За пътническите асансьори $H \leq 500$ m, а за товарните (минни) - $H \leq 800 - 1000$ m. Прието е също височината на вдигане на асансьорите да се измерва условно с броя на спирките - етажи или група от етажи, на които асансьорът спира.

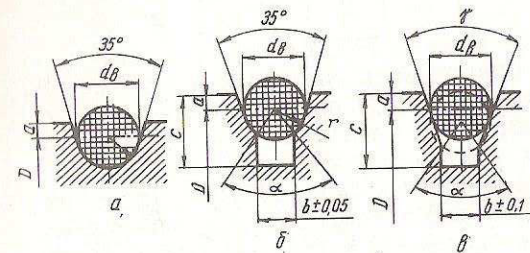
Известни са корелационни и функционални зависимости между товароподемност и скорост, височина и скорост, товароподемност и площ на кабината, големината на товаропотока и параметри на асансьора и др., които спомагат за рационалното използване.

На фиг. 3.4 а е показана конструкцията, а на фиг. 3.4 б - кинематичната схема на товаро-пътнически асансьор.

Механизмът за вдигане 1 се състои най-често от мотор, червячен редуктор (за безшумна работа), спирачка и триещя шайба, монтирани на рама,

която се разполага в машинното помещение. За намаляване на шума и вибрациите между рамата и фундамента се поставят виброизолатори. За увеличаване на ъгъла на опасване на триещата шайба може да се постави отклонителна ролка 2. Коефициентът на триене се увеличава, като шайбите се правят със специални профили - фиг. 3.5.

Кабината 3 се състои от рама и облицовка. За товарните асансьори облицовката е от ламарина или мрежа, а за пътническите се добавят декоративни материали с



Фиг. 3.5. Форми на каналите на триещи шайби за асансьори
 а - полукръгъл канал без подрязване; б - полукръгъл канал с подрязване; в - клиновиден канал

различна степен на луксозност. На пода на кабината могат да се поставят товароограничители.

Противотезестта 4 се състои от рама и тежки блокове. Големината на противотезестта $F_{прт}$ се определя от зависимостта:

$$(3.2)$$

$$F_{прт} = F_{каб} + \varphi Q,$$

където $F_{каб}$ и Q са съответно теглото на кабината и товарът; φ - коефициентът на уравновесяване.

За асансьори, които вдигат и спускат постоянно едни и същи товари $\varphi = 1$. За асансьори, които само вдигат едни и същи товари и спускат празни кабинни, $\varphi = 0,5$. Във всички останали случаи $\varphi = 0,35 \div 0,4$. Пресметнатата по (3.2) противотезест води до минимален разход на енергия при работа на асансьора.

Направляващите елементи за кабината 5 и за противотезестите 5' се изработват най-често от специални Т-образни профили (релси). По тях се движат водачи (ролковидни или плъзгащи), закрепени за кабината 6 и за противотезестта 6'. Т-профилите и водачите осигуряват строго линейно движение на кабината и на противотезестта.

Въжената система се състои от подемен въжета 7 и уравновесяващи въжета 7'. Подемните въжета, които са най-малко 3 броя при механизъм с триещя шайба и 2 броя - при механизъм с барабан, служат за силова връзка между кабината, механизма за задвижване и противотезестта. Те се изчисляват с коефициент на сигурност $K \leq 9 \div 14$, а усилията в тях се изравняват с лостови балансирни устройства. Уравновесяващи въжета 7' използват в асансьори с големи височини на вдигане и служат за уравновесяване на линейното тегло на подемните въжета. Те се опъват от ролка 8.

Предпазните устройства включват захващащ механизъм 9, ограничител на скоростта 10, буфери на кабината 11, буфери на противотезестите 12, елчочалки, крайни и пътни изключватели, предпазни прагове и др. Захващащият механизъм има за задача да задържи кабината за водещите релси, в случай че поради скъсване на въже или по друга причина скоростта на кабината се увеличи най-малко с 15% от номиналната. Той се задействува по механичен път от въжето (веригата) 13 на ограничителя на скоростта 10. Буферите 11 и 12, които са пружинни или хидравлични (при $v_{ном} > 1$ m/s), трябва да погасяват кинетичната енергия на кабината и противотезестите при авария, когато скоростта на движение е $v_{ном} < v_{дв} < 1,15v_{ном}$, и да осигурят плавно „приземяване“ на кабината и противотезестта.

3.2. КРИКОВЕ

Криките се използват за повдигане и странично изместване на малки разстояния на товари, машини, съоръжения и др. по време на монтаж, ремонт, обслужване, позициониране и т.н.

Основни технически параметри на криковете са товароподемност Q , височина на вдигане H , маса m , к.п.д. η , скорост на вдигане (при механично задвижвани крикове) v и точност на позициониране.

- Криките биват:
- с ръчно и механично задвижване;
 - преносими (портативни), превозими, стационарни;
 - винтови, зъбно-рейкови, лостово-рейкови, хидравлични, пневматични и комбинирани.

3.2.1. ВИНТОВИ КРИКОВЕ

Портативните винтови крикове се правят с ръчно задвижване и имат товароподемност $Q \leq 25$ t, височина на вдигане $H \leq 0,5$ m, к.п.д. $\eta = 0,3 \div 0,4$ и маса $m \leq 60$ kg. Стационарните винтови крикове се задвижват елект-

да се вдигат и придружаващите ги работници – напр. каристи, поради което изискванията за сигурност и безопасна работа са много големи. Вземат се мерки за: фиксирани на плота на платформата в горно крайно положение с клинове, пръти и други твърди връзки; плавно спускане на плота при евентуално спукване на маслопровод; предпазване от смазване на хора и предмети, попаднали под плота, с вграждане на осезателни стопбутони в командната верига, ограждане на плота с парапети и др.

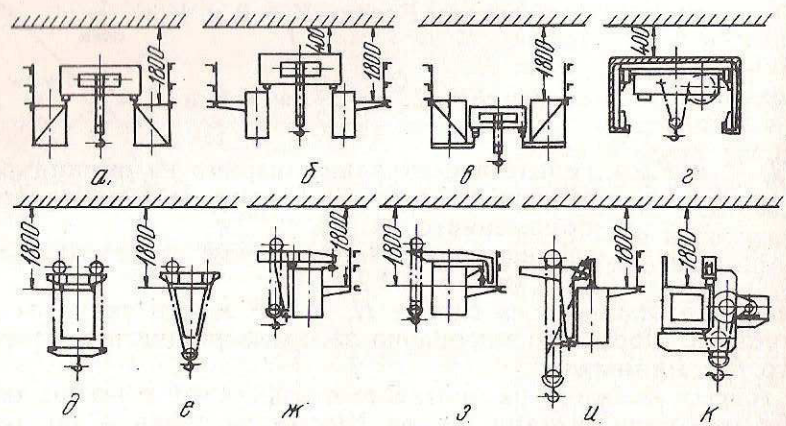
3.4. КРАНОВИ КОЛИЧКИ

Крановите колички са подемно-транспортни машини за равнинно преместване на товари – вдигане и пътуване. За да се получи пространство за преместване на товарите, което е най-често необходимо в практиката, количките се поставят да пътуват по носещи метални конструкции (греди, стени, конзоли) на различни кранове.

Нормално крановата количка се състои от носеща рама, ходови колела за релсов път с механизъм за задвижването им, един или два (главен или спомагателен) механизма за вдигане; осигурителни устройства – крайни преключватели, буфери, площадки, парапети и др.; електрообзавеждане.

Крановите колички биват:

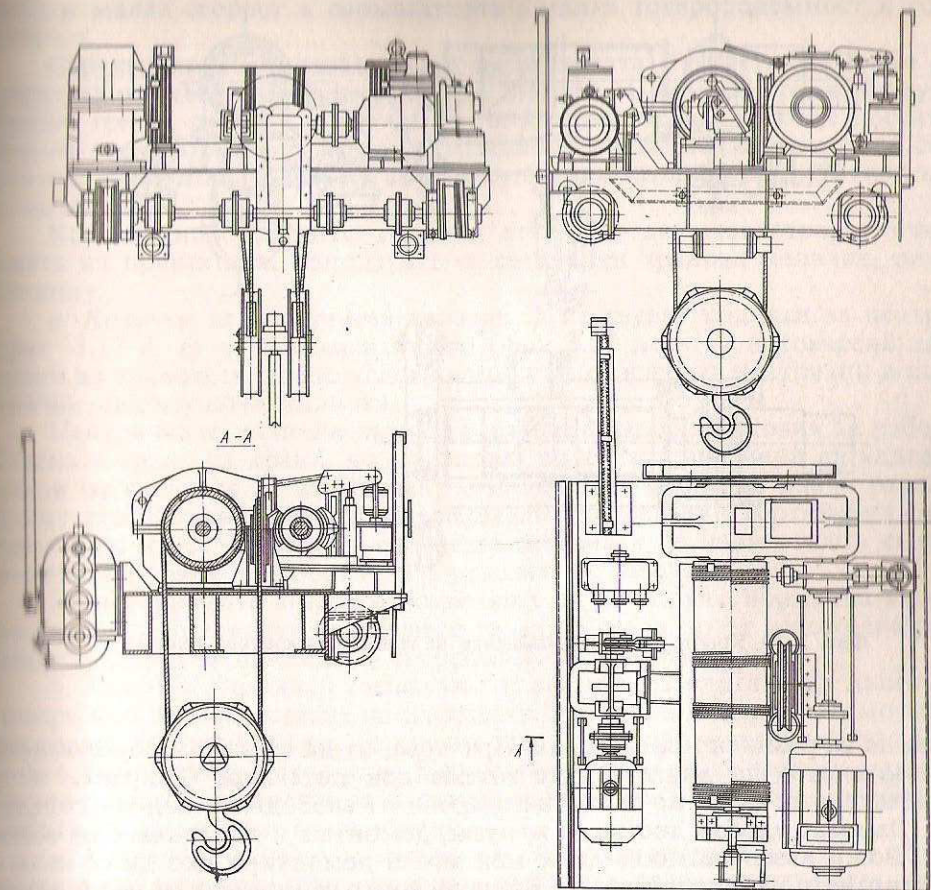
- за двугредови (фиг. 3.17 а – г) и за еднугредови кранове (фиг. 3.17 д – к);
- четириопорни (фиг. 3.18) и триопорни (фиг. 3.19), които имат едно (най-често), две и повече ходови колела във всяка опора;
- стоящи (фиг. 3.17 до 3.19) и висящи спрямо релсовия път;
- с кука, с грайфер, с товароподемни електромагнити, с вакуумни товарозахващащи устройства, със спредери и др.;



Фиг. 3.17. Варианти на двугредова и еднугредова кранова количка

- с един, два или повече механизма за вдигане, които имат равна или различна товароподемност;
- еднокоростно или многокоростно изпълнение на механизмите.

Основни технически параметри на крановите колички, стандартизирани по БДС, са: товароподемност Q от 5 до 50 t; скорост на вдигане v_Q от 0,6 до 2,5 m/s; скорост на пътуване $v_{кол}$ от 0,4 до 1,2 m/s; маса $m_{кол}$ от 1,9 до

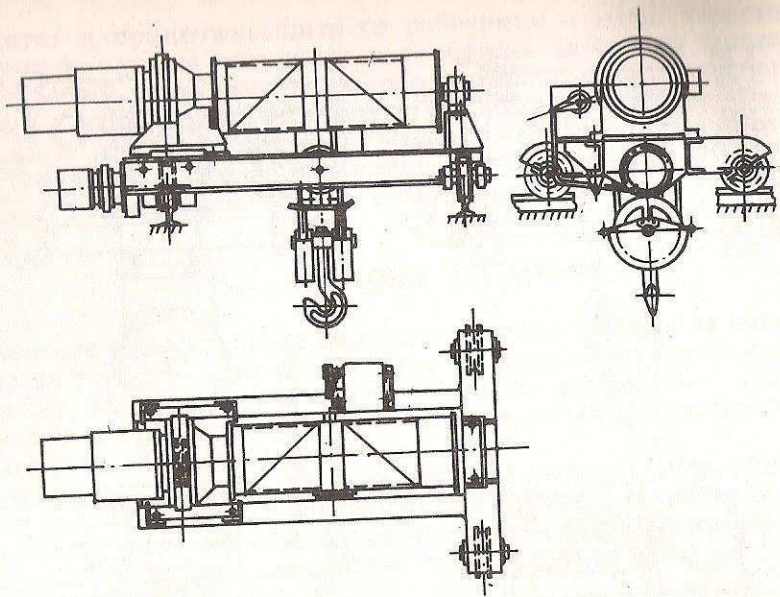


Фиг. 3.18. Конструктивно изпълнение на четириопорна кранова количка

13 t; габаритна височина H от 0,9 до 1,6 m; междурелсие $L_{кол}$ от 1,4 до 2,5 m; междуосие A от 1,1 до 3,5 m; режим на работа от 1 до 6 и т.н.

Основни изисквания към съвременните кранови колички:

- а. Да са изградени от максимален брой типови, нормализирани или стандартизирани агрегати и възли: редуктори, барабани, спирачки и др., което облекчава производството, ремонта и обслужването им.
- б. Да имат минимални габарити и маса. Намаляването на междуосовото разстояние води до по-пълноценно използване на отвора на крана, а намаляването на височината – до по-икономични ниски сгради. Намаляването на масата води до олекотяване на водещите конструкции – крана, сградата, фундамента и т.н.
- в. Да имат равномерно разпределено натоварване между ходовите колела. По този начин се получават еднакви и с най-малки размери на главните греди на крана, лагерите, осите и др. Това се постига, като в процеса на конструирането ходовите колела се размястват така, че да бъдат еднакво отдалечени от центъра на тежестта на натоварената ($Q = Q_{ном}$) количка. При ненатоварена количка ($Q = 0$) е допустимо ходовите



Фиг. 3. 19. Конструктивно изпълнение на триопорна кранова количка

колела да са различно натоварени. При това, за да се избегне буксуването (преплъзването) на двигателните колела при потегляне (спиране), е за предпочитане те да са по-тежко натоварени от свободните ходови колела.

г. Да имат удобен достъп за монтаж, демонтаж и обслужване на всеки възел. Всеки възел да може да се монтира и демантира, без да се налага демантирането на съседни възли. Възлите, които се нуждаят от периодични проверки и точките за мазане да са разположени на достъпни места. Съединенията между възлите да са лесно разглобяеми.

д. Да са обезопасени. За тази цел те трябва да имат парапети откъм опасните места, крайни изключватели за механизмите, тампони и буфери за поемане на аварийни натоварвания в крайни положения, обезопасяващи кожуси за бързовъртящи се елементи, чистачки от ламарина пред ходовите колела, метални четки за зануляване и заземяване и др.

Най-разпространени са универсалните колички за двугредови кранове, които са стоящи, четириопорни, еднокоростни с кука (вж. фиг. 3.18).

За малки товароподемности те имат по 4 ходови колела, от които 2 са двигателни. При големи товароподемности броят на колелата се увеличава на 8, 12, 16 и т.н., групирани в балансирни групи. Колелата на количката са двуредови. Правилниците не позволяват да се използват едноредови колела. Напоследък количките се произвеждат с безредови колела и странични опорни ролки. В някои случаи, за да се увеличи производителността, се налага количките да потеглят (спират) с големи ускорения (закъснения). В тези случаи се задвижват по-голям брой ходови колела.

При товароподемност $Q \leq 20$ t и нормално дълги товари количките имат по един механизъм за вдигане. За по-големи товароподемности количките имат два механизма за вдигане – основен с голяма товароподем-

ност и малка скорост и спомагателен с малка товароподемност и голяма скорост.

Структурно обединяващ възел на количката е рамата. Тя може да се образува от заварени, валцувани или огънати П-образни греди, от кутисообразни греди, листове и др. От нея се изисква главно да бъде достатъчно коравя (недеформируема), да има обработени места, на които да стъпят редукторите, спирачките, лагерните кутии, двигателите и другите възли на количките.

Когато универсалните колички не могат да удовлетворят изискванията на практиката, използват се специални кранови колички, описани по-долу.

а. *Колички за едногредови кранове.* Съществуват колички за централно (фиг. 3.17 д, е) и за ексцентрично (фиг. 3.17 ж – к) натоварени главни греди на крановете, които условно могат да се нарекат централни и ексцентрични едногредови колички.

Центричните колички създават по-благоприятни условия за работа на главната греда на крана, но намаляват полезната височина на вдигане. В някои от случаите се изпълняват с механизми, изнесени извън рамата на количката. В такива случаи натоварването на гредата с вертикални сили се намалява, но се усложнява въжената система и се налага честа смяна на въжетата поради влошените им условия на работа.

Ексцентричните колички позволяват да се получи нормална височина на вдигане, но товарят на усукване главната греда, имат усложнена рама и опорен апарат и по-големи съпротивления при пътуване.

б. *Колички с няколко механизма за вдигане.* За вдигане на дългомерни товари или за наклоняване на плоскости, ламарини и други големогабаритни товари се произвеждат колички с по два или три механизма за вдигане, които имат еднакви скорости. В схемата за управление на тези механизми се предвиждат програми за паралелна, последователна или комбинирана работа на механизмите за вдигане.

в. *Колички с въртящ се механизъм.* За механизмиране на някои товаро-разтоварни или складови операции се налага да се произвеждат кранови колички, които позволяват още една степен на свобода на товара – завъртане около вертикалната му ос на 90, 180 или 360°.

г. *Колички за товароподемни електромагнити, моторни грайфери или вакуумни товароухващащи устройства.* Изброените товароухващащи устройства се окачват на куката на количката, а за да могат да действуват, е необходимо да бъдат захранени с електроенергия. За тази цел на количките се инсталират допълнителни кабелни барабани с пружинно, гравитационно или моторно задвижване. Важно е да се синхронизира движението на кабела с движението на товароухващащото устройство.

д. *Колички за двувъжени грайфери.* Двувъжените грайфери (т. 1.5) изискват специален механизъм за вдигане, който най-често се състои от два огледално-симетрично разположени на рамата механизма. Те се характеризират с големи скорости и ускорения на механизмите, големи производителности, висока степен на автоматизация на управлението и др.

Номенклатурата на специалните кранови колички не се изчерпва с изброените в т. а до д. За щабел-кранове, контейнерни кранове, металургични кранове, ковашки и други кранове се произвеждат колички, които се различават силно от разглежданите тук универсални и специални кранови колички.

3.5. ЕЛЕКТРОТЕЛФЕРИ. МОНОРЕЛСОВИ ВЛЕКАЧИ И ПЪТИЩА

3.5.1. ВЪЖЕНИ ЕЛЕКТРОТЕЛФЕРИ

Въжените електротелфери служат за линейно преместване (вдигане) или най-често както крановите колички – за равнинно преместване на товарите. Те намират широко приложение при механизирани на подземно-транспортните и складовите процеси във всички сфери на стопанството. Използват се като самостоятелно работещо подземно-транспортно средство или като градивен елемент на по-сложни подземно-транспортни машини и системи – едноредови, мостови и козлови кранове, въртящи се кранове, монорелсови системи и др.

В сравнение с универсалните кранови колички въжените телфери имат по-малки габарити и маса и се произвеждат в големи серии, поради което

имат ниска себестойност и малки експлоатационни разходи. Тези предимства са в сила, когато товароподемностите са умерени – $Q < 10$ t, скоростите на вдигане са малки – $V_Q < 0,2$ m/s, и режимите на работа са не по-тежки от 5.

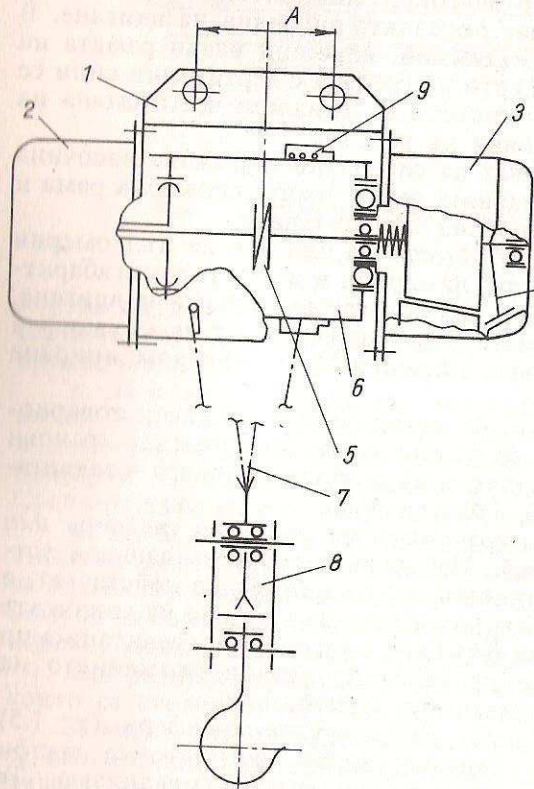
Стационарният въжен телфер (фиг. 3.20) се състои от тяло 1, към което са закрепени съсно подредените редуктор 2 и двигател 3 със спирачка 4. Въртеливото движение от двигателя посредством съединител 5 и редуктор се предава на барабана 6, лагеруван в тялото 1. Въжето 7, закрепено с единия си край за тялото, минава през ролковия блок 8 и се навива на барабана. За правилното навиване на въжето се използва въженареждач 9, който същевременно задействува крайните изключватели за долно и горно крайно положение.

Съществуват много конструктивни разновидности на въжените телфери:

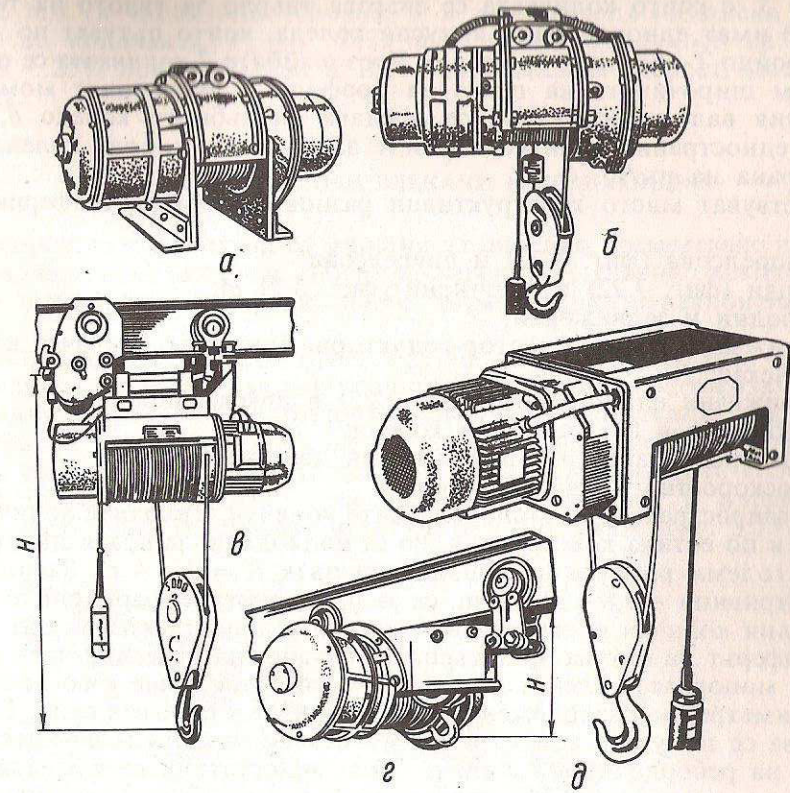
- стационарни (фиг. 3.21 а, б)
- и подвижни (фиг. 3.21 в, г);
- със съсно (фиг. 3.21 а – г) и успоредно (фиг. 3.21 д) разположение на мотор-редукторната група и барабана;

- с еднокоростен и двукоростен механизъм за вдигане;
- с електродвигателно и пневматично задвижване;
- с надлъжно (фиг. 3.21 в) и напречно (фиг. 3.21 г) разположение на телфера спрямо релсовия път и др.

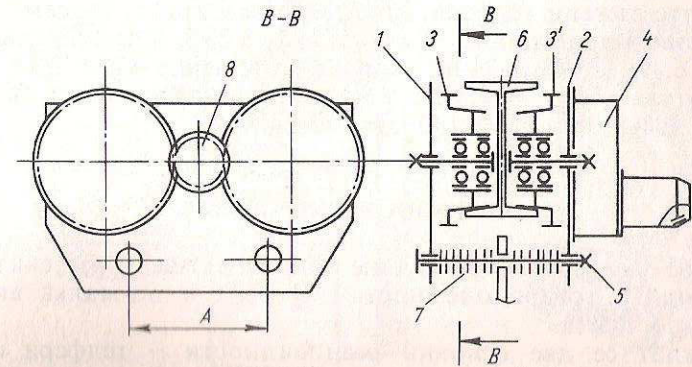
Телферните колички се състоят (фиг. 3.22) от страници 1 и 2, на които са закрепени осите на ходовите колела 3, мотор-редукторната група 4



Фиг. 3.20 Схема на въжен електротелфер



Фиг. 3.21. Конструктивни изпълнения на въжени електротелфери



Фиг. 3.22. Схема на телферна количка

и палците 5, с които количката се свързва твърдо за тялото на телфера. Количките имат едноребордни конусни колела, които пътуват по долния пояс на двойно Т-образния профил 6. Чрез шайбите 7 количката се приспособява към широчината на пояса на профила 6. Въртящият момент от бавноходния вал на редуктора се предава на зъбното колело 8, което задвижва едностранно количката (двете задвижвани ходови колела са от една страна на пътя).

Съществуват много конструктивни разновидности на телферните колички:

- монорелсови (фиг. 3.22) и двурелсови;
- твърди (фиг. 3.22) и шарнирни (фиг. 3.21 в);
- свободни и задвижвани;
- задвижвани ръчно, с мотор-редукторна група със спирачка или телени от влекач;
- задвижвани едностранно (фиг. 3.22) и двустранно;
- с ребордни и без ребордни колела;
- с електродвигател и с пневматичен двигател;
- еднокоростни и двускоростни.

Най-разпространени са монорелсовите колички. Твърдите колички са по-проста и по-евтина конструкция, но са подходящи за прави пътища или пътища с големи радиуси на кривина на пътя $R = 2 \div 4$ m. За пътища с по-малки кривини $0,8 < R < 2$ m, са за предпочитане шарнирните колички. Свободни колички се използват, когато условията позволяват или се налага телферът да пътува чрез дърпане (бутане) на ръка или чрез теглене с моторен монорелсов влекач. Едностранното задвижване е по-просто, но създава асиметрично разположение на движещите количката сили. В резултат на това се получава асиметрично износване на пътя и по-интензивно износване на ребордите на колелата. Тези недостатъци се намаляват при двустранното задвижване. То трябва да бъде изработено прецизно, без хлабини в зъбните предавки и шлицовите съединения. В последно време повечето телферни колички се изпълняват с безребордни колела и хоризонтални водещи ролки, с което се удължава животът на ходовите колела и на пътя и се намаляват съпротивленията при пътуване. При взривоопасна среда се използват телферни колички с пневматични двигатели. Най-често се използват еднокоростни колички, но при точно позициониране се налага да се търсят двускоростни колички.

Българските въжени телфери, произведени в завод „Подем“ – Габрово, се строят за товароподемности $Q = 0,5, 1, 2, 3,2, 5, 8,$ и $12,5$ t, височина на вдигане $H = 6, 9, 12, 18$ и 24 m, скорост на вдигане $V_Q = 0,13$ до $0,2$ m/s, скорост на пътуване $V_{кол} = 0,3$ до $0,5$ m/s, продължителност на включване ПВ% = 25 и 40%, маса $m = 140$ до 500 kg.

3.5.2. ВЕРИЖНИ ЕЛЕКТРОТЕЛФЕРИ

Верижните електротелфери са още по-компактни от въжените телфери. Те имат по-малка товароподемност – $Q < 1$ t и по-малка височина на вдигане – $H < 6 \div 8$ m.

Произвеждат се две основни разновидности – телфери с вериги с овални звена и телфери с пластинкови вериги.

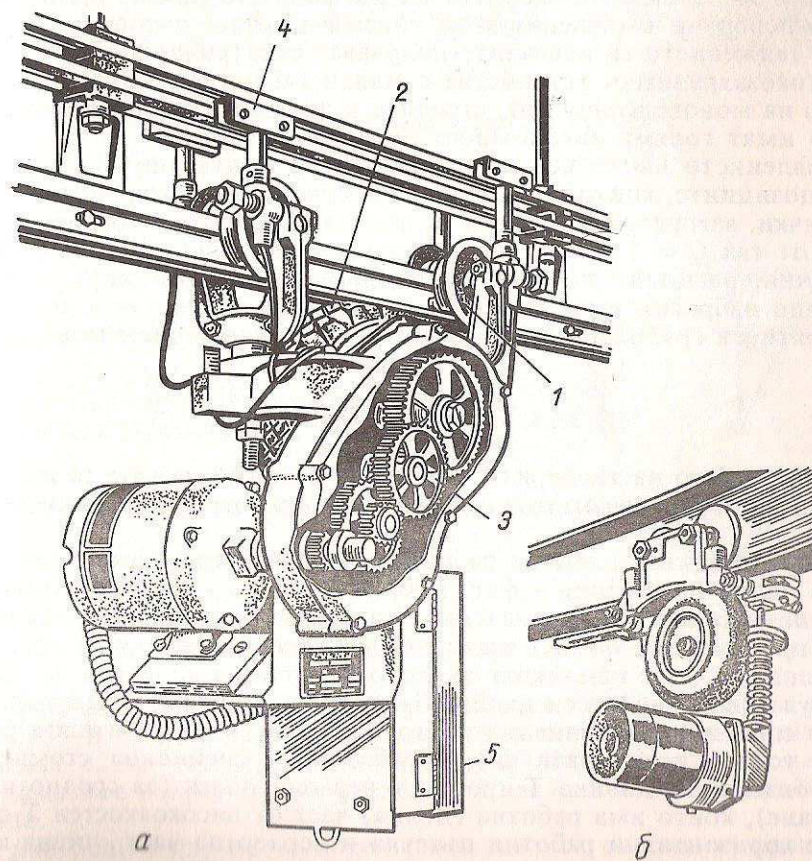
Българските верижни телфери производство на завод „Янтра“ – Горна Оряховица, се строят за товароподемност $Q = 0,125; 0,25; 0,5$ t, височина на вдигане $H = 3,2$ и $6,4$ m, скорост на вдигане $V_Q = 0,13/0,04$ и

$0,17/0,06$ m/s (в числителя основна, а в знаменателя намалена скорост), скорост на количката $V_{кол} = 0,33$ m/s, продължителност на включване ПВ% – 25% при нормална и 10% при намалена скорост, маса $m = 17$ до 22 kg.

3.5.3. МОНОРЕЛСОВИ ВЛЕКАЧИ И КОМПОЗИЦИИ

Монорелсовите влекачи са машини за линейно преместване на свободни (незадвижвани) колички, телфери, вагонетки, кабинни композиции от телфери и вагонетки по прави, криви, хоризонтални и наклонени релсови пътища.

Монорелсовите влекачи (фиг. 3.23) се състоят от носеща количка 1, задвижващото колело 2, мотор-редуктор със спирачка 3, токозахранване 4 и командна апаратура 5. Въртящият момент на двигателя се предава през редуктора на задвижващото колело, което, притиснато към долния пояс на пътя, създава необходимата теглеща сила. Задвижващото колело може да бъде плътно (бандажно) или пневматично-гумено. В първия случай притискащата сила се създава и регулира с пружина (фиг. 3.23 б), а във



Фиг. 3.23. Монорелсови влекачи

а – задвижване с бандажирано колело; б – задвижване с пневмоколело

итория – с налягането в гумите.
 За нормална експлоатация на влекача е необходимо да се спазва неравенството

$$(3.19) \quad F < F_T < F_{cn} = \varphi N,$$

където F е съпротивлението от пътуване, наклон и вятър на тегления обект (количка, композиция и др.);

F_T – каталожната теглителна сила на влекача;

F_{cn} – сцепната сила на задвижваното колело;

N – нормалната (притискаща) сила на задвижваното колело;

φ – коефициент на сцепване между колелото и релсата.

Съществено предимство на гумените колела е, че за тях коефициентът на сцепване е голям: $\varphi = 0,35 \div 0,60$ за бандажните и $\varphi = 0,40 \div 0,70$ за пневматичните колела (ниските стойности са за влажни релси).

Основни технически параметри на монорелсовите влекачи са теглителната сила $F_T = 0,50$ до 15 kN и скоростта $v = 0,5$ до $6,0 \text{ m/s}$.

Големите теглителни сили позволяват на влекачите да теглят композиции не само по хоризонтални, но и по силно наклонени пътища – наклон на пътя $\beta \leq 30^\circ$. Големите скорости на движение ги правят приложими за дълги транспортни съобщения и за големи товарни потоци.

При движението си влекачите получават електрическа енергия от специални токозахранващи устройства с малки габарити, които се монтират най-често на монорелсовия път, стрелите и други пътни съоръжения, поради което имат голяма автономност на движението.

Управлението им се поддава лесно на автоматизация.

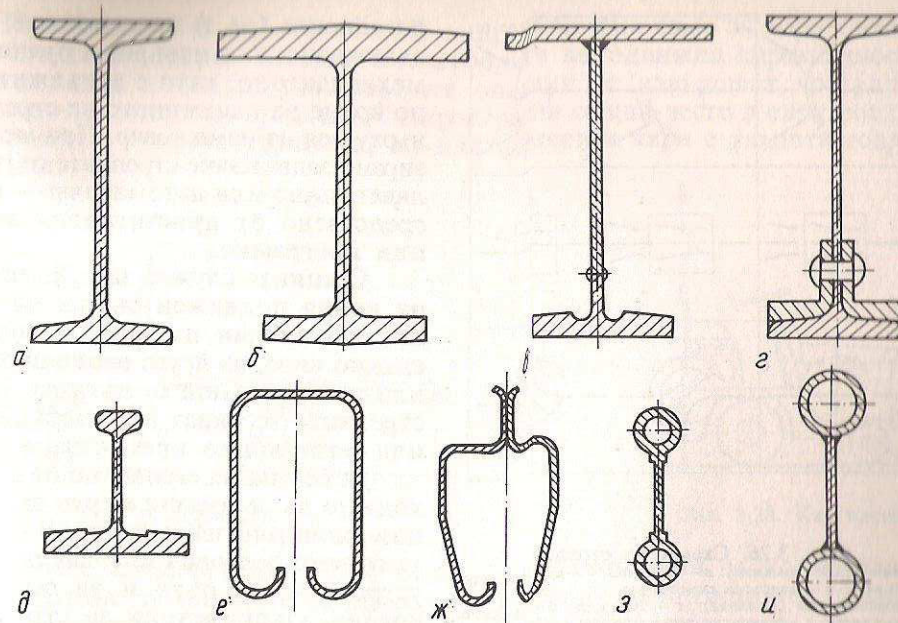
Композициите, които се теглят от влекачите, се състоят нормално от 1 до 5 колички, вагонетки и телфери на свободни колички с товароподемност на всяка от тях $Q = 1 \div 20 \text{ t}$. Произвеждат се различни видове колички – за единични, насипни, дългомерни и други видове товари.

Поради изброените предимства монорелсовите влекачи и композиции са перспективен градивен елемент на съвременните монорелсови системи.

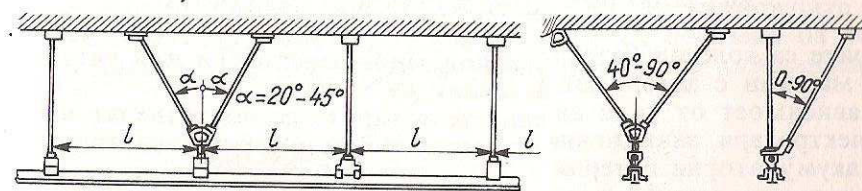
3.5.4. МОНОРЕЛСОВИ ПЪТИЩА

За движението на телферите, влекачите и композиции се използват специални монорелсови пътища, вградени в крановете или закрепени към сградите.

Основен градивен елемент на пътя е релсата. Произвеждат се релси с различни напречни сечения – фиг. 3.24, от които: a – двойно Т-профил по БДС с универсално предназначение (за средни и тежки натоварвания), които се произвеждат масово, имат голямо линейно тегло и поради наклона на долния си пояс намаляват дълготрайността на колелата; b – специален валцуван неравнопоясен двойно Т-профил (за средно и тежко натоварване) със специално изпълнение на долния пояс (с хоризонтални работни пътечки, усилен в основата си), изработен от специална стомана; v – заварен, биметален двойно Т-профил с неравни пояси (за средно и тежко натоварване), който има работна (долна) част от високоякостен Т-образен профил с хоризонтални работни пътечки и неработна част – стена и горен пояс от обикновена стомана; z – профил за тежки условия на работа със сменяеми високоякостни работни пътечки; d – Т-образен профил с глава за закрепване; e – огънат профил за леки и средни натоварвания; $ж$ – огънат



Фиг. 3.24. Релси за монорелсови пътища



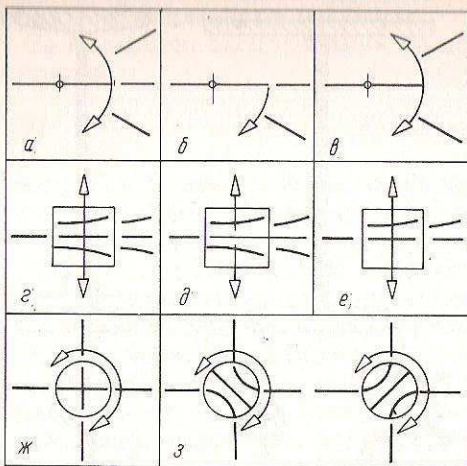
Фиг. 3.25. Еластично закрепване на монорелсов път

профил, съставен от две части; z – двутръбен валцуван профил за малки натоварвания; u – двутръбен заварен профил за средни и големи натоварвания.

Закрепването на релсата към сградата може да бъде твърдо, еластично (фиг. 3.25) и шарнирно. Предимство на еластичното и на шарнирното закрепване е, че позволяват да се получи „самонагаждане“ на релсата, което намалява напреженията в поясите и увеличава дълготрайността, но е по-скъпо.

В най-общия случай монорелсовият път се състои от прави, криволинейни участъци, стрелки, секции, осигурителни устройства и др.

Стрелките служат за отклоняване на подвижния състав и работят (фиг. 3.26) на принципа на махаловидно ($a, b, в$), транслационно (z, d, e) или



Фиг. 3.26. Схеми на стрелки
 - маловидия (раменни): а - триъътна; б - дупътна несиметрична; в - дупътна симетрична
 - транслационни (рамкови): г - триъътна; д - дупътна симетрична; е - дупътна несиметрична;
 - ротационни - ж и з

ротационно (ж, з) превключване. Превключването се извършва ръчно или механизирано, като е задължително по време на движението на стрелката върху нея да няма товар. При механизирано задвижване стрелките се управляват ръчно или автоматично - непосредствено от пристигналия влекач или програмно.

Секциите служат за преместване на целия подвижен състав от един път на съседни пътища, стоящи на същото ниво, на друго височинно ниво или на пресичащи се пътища. Както стрелките те биват с транслационно или ротационно преместване.

За безопасна експлоатация е необходимо да се вземат мерки за точно позициониране на стрелките и секциите спрямо релсовия път, заключващи устройства за пътя и за секциите, крайни изключватели за стрелките, секциите, пътя и др.

3.6. КАРИ

3.6.1. КЛАСИФИКАЦИЯ И ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ

Карите са колесни безрелсови подемно-транспортни или чисто транспортни машини с автономен източник на енергия.

В зависимост от вида на двигателя карите се подразделят на:

- електрокари, задвижвани от постояннотокав електродвигател, захранван от акумулаторна батерия;
- мотокари, задвижвани от двигател с вътрешно горене.

Електрокарите не отделят замърсяващи газове и топлина, по-безшумни са и са подходящи за работа в затворени помещения, но са с ограничена енергозапасеност. Мотокарите не са ограничени от мощността на двигателя и затова имат по-високи скорости и товароподемности, по-висока проходимост и са по-пригодни за дълги транспортни разстояния.

Според начина на управление карите се подразделят на:

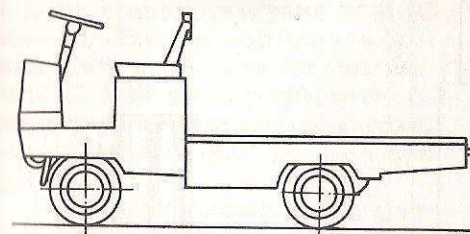
- карите с управление от машината, като водачът може да седи челно и странично или да стои;
- карите с управление от пода или ръчно водими карите.

Карите с управление от машината имат по-високи транспортни скорости, но са с по-големи габарити, което изисква и по-широки складови коридори.

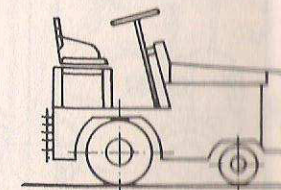
В зависимост от броя на ходовите колела карите биват най-често триколесни (триопорни) и четириколесни.

Според начина на опериране на транспортирания товар карите се подразделят на платформени карите, карите влекачи, карите нископовдигачи и карите високоповдигачи.

Платформените карите (фиг. 3.27) са предназначени само за хоризонтален транспорт на товари. Товарната платформа е неподвижна спрямо шаси на машината и товаро-разтоварните операции се извършват чрез друго подемно-транспортно средство. Разпространени са най-често в електрокарно изпълнение. Основен параметър на платформените карите е тяхната товарносимост.



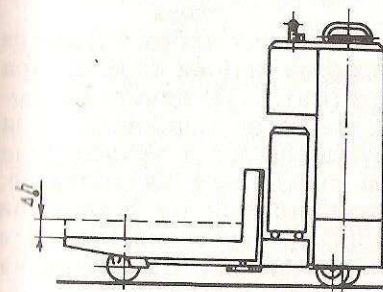
Фиг. 3.27. Платформен кар



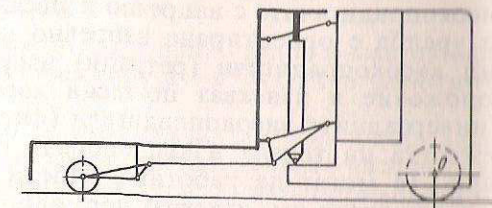
Фиг. 3.28. Кар влекач

Карите влекачи (фиг. 3.28) също са предназначени за хоризонтален транспорт на товари, като са пригодени да теглят композиция от платформени ремаркета. Срещат се както в електрокарно, така и в мотокарно изпълнение. Те са много маневрени. Основен техничен параметър е теглителната им сила.

Карите нископовдигачи (фиг. 3.29) са предназначени основно за хоризонтален транспорт на товари, но имат устройство за самонатоварване и разтоварване. За целта товарната платформа е решена като два вилчорога, които се издигат на височина $\Delta h = 100 \div 300 \text{ mm}$ и по този начин повдигат товара в транспортно положение. Една от възможните кинематични схеми на подвижната товарна платформа е показана на фиг. 3.30, където издигането на платформата се осъществява от хидроцилиндър.



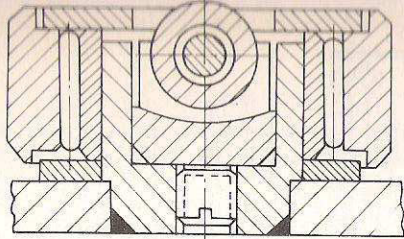
Фиг. 3.29. Кар нископовдигач



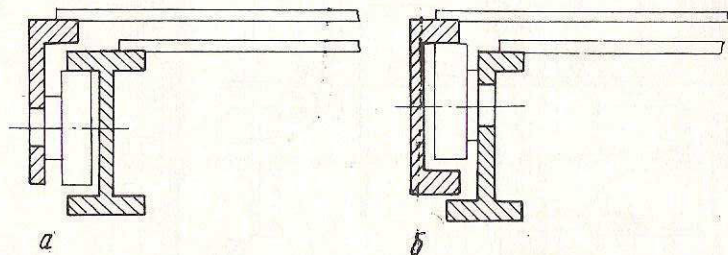
Фиг. 3.30. Кинематична схема на кар нископовдигач

Основен параметър на карите нископовдигачи е тяхната товарносимост. Те са разпространени в електрокарно изпълнение.

Карите високоповдигачи са предназначени за транспорт и складиране на товарите по височина. Според начина на разположение на полезния товар те се подразделят на карите с център на тежестта на товара между опорите (фиг. 3.31 и 3.32) и карите с център на тежестта извън опорите (фиг. 3.33). Високоповдигачите с център на тежестта на товара между



Фиг. 3.42. Ходова ролка на подвижната (вътрешната)



Фиг. 3.43. Съчетание на профилите при двойнотелескопна подемна уредба

рацията на профилите, образуващи вертикалните греди на мачтите. Най-често използваното съчетание е от I и I профили. Съчетание от профили при двойнотелескопна подемна уредба е показано на фиг.3.43. Сечението *a* е направено през направляващите ролки, а сечението *b* – през водещите ролки. Подрязването на профилите под ролките е необходимо, за да се осъществи двустранно водене по другия профил. Ролките на подемната количка се водят във вътрешния улей

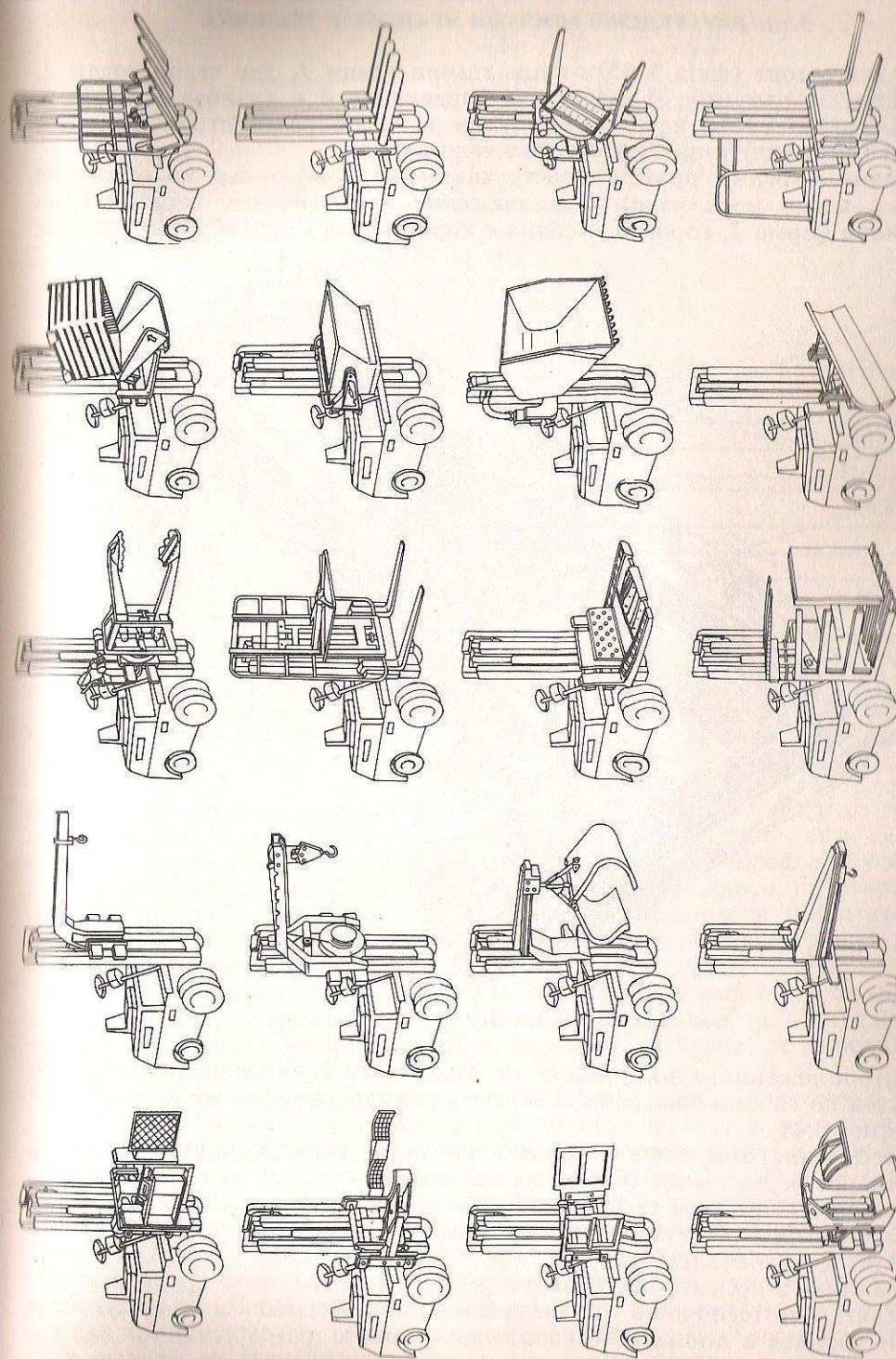
Определянето на необходимата сила в подемния хидроцилиндр става, като се вземат под внимание теглата на всички подвижни маси, вкл. и товарът и всички съпротивления при движението, и се приведат към буталото.

Мачтите представляват сложни статично неопределени системи и измерването им е доста сложно. При определянето на напрежения трябва да се вземат под внимание и местните, и контактните напрежения, възникващи в местата на контакт между профилите и ходовите ролки.

Основен работен орган на карите високоповдигачи е вилцата. С нея могат да се обработват товари, позволяващи поемане отдолу с двата вилчни рога (палетизирани товари). За да се приспособи високоповдигачът за работи с непалетизирани товари, той се съоръжава със специализирани (сменяеми) товароухващащи устройства. Голямото разнообразие от непалетизирани товари е причина за създаване на широка номенклатура от сменяеми товароухващащи устройства. Те се делят на две групи: неподвижни и задвижвани хидравлично. На фиг. 3.44 са показани различни сменяеми товароухващащи устройства за универсални кари високоповдигачи.

3.7. МОСТОВИ КРАНОВЕ

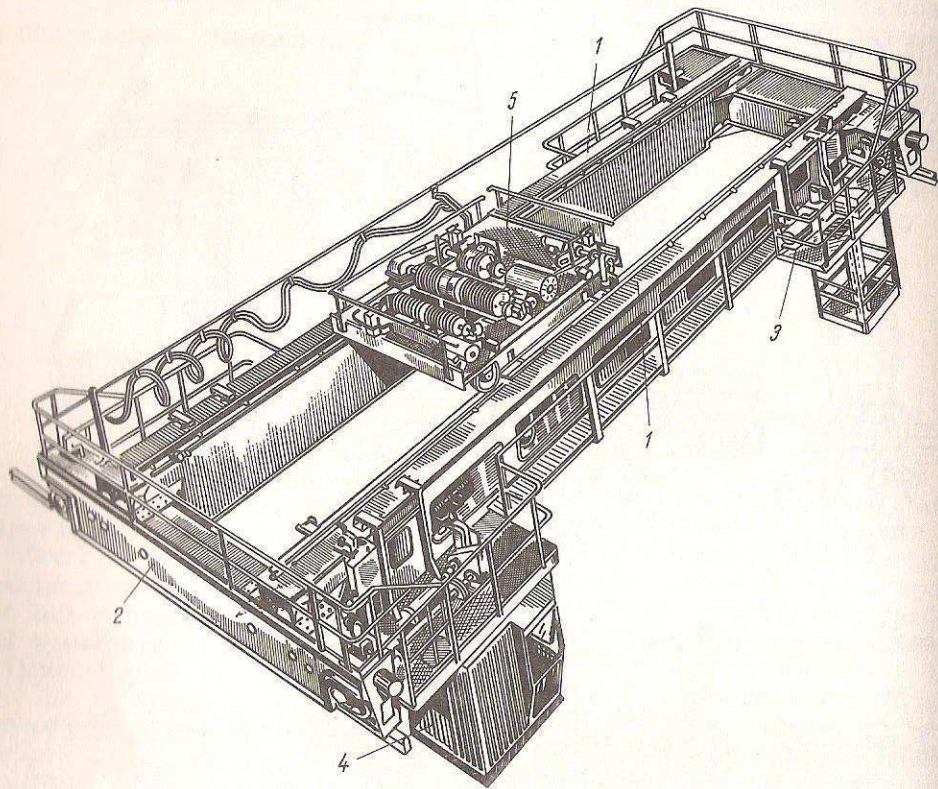
Мостовите кранове са едни от най-разпространените товароподемни машини, осъществяващи пространствено преместване на товарите. Те се придвижват по релсови пътища, разположени на определена височина от пода. Работят предимно в помещения (производствени цехове, складове и др.) или на открито върху естакади на товаро-разтоварни площадки. Тук са разгледани само мостовите кранове с общо предназначение.



Фиг. 3.44. Сменяеми товароухващащи устройства за универсални кари високоповдигачи

Те се състоят (фиг. 3.45) от две главни греди 1, две челни греди 2, механизъм за пътуване 3, кабина за управление 4 и кранова количка 5. Според изпълнението на главните греди те се подразделят на кранове с прътова (фермена) или пълностенна конструкция.

Главните греди с прътова конструкция (фиг. 3.46) се състоят от главна ферма 1, която носи релсата за движение на количката, спомагателна вертикална ферма 2, горна 3 и долна 4 хоризонтална ферма. В зависимост

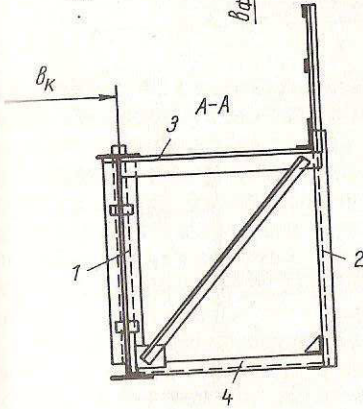
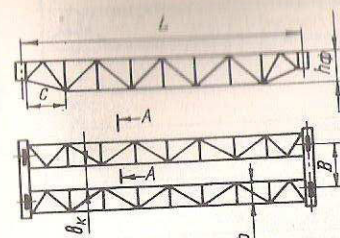


Фиг. 3.45. Двугредов мостов кран с количка

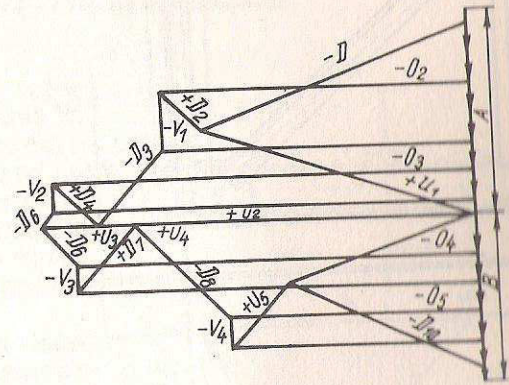
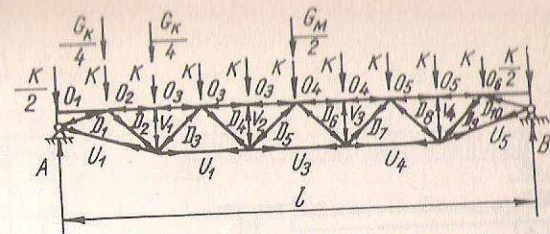
от местоположението на релсата се различават кранове с движение на количката по горния пояс (фиг. 3.46) и с движение на количката по долния пояс (фиг. 3.48).

Пресмятането се извършва, като прътовата конструкция се разлага на равнинни ферми, всяка от които е натоварена със сили само в собствената си равнина. При това се пресмятат само главната ферма (спомагателната вертикална ферма се изпълнява от същите профили, но единични) и горната (долната) хоризонтална ферма.

Усилията в прътите на главната ферма от постоянното натоварване се определят, като теглото на собствената ѝ маса и половината от собствената маса на горната и долната хоризонтална ферма и трансмисионния вал със съединителите и лагерите (при централно задвижване) се приема като равномерно разпределено натоварване и се концентрира във възлите на



Фиг. 3.46. Двугредов мостов кран с прътова (фермена) конструкция и движение на количката по горния пояс

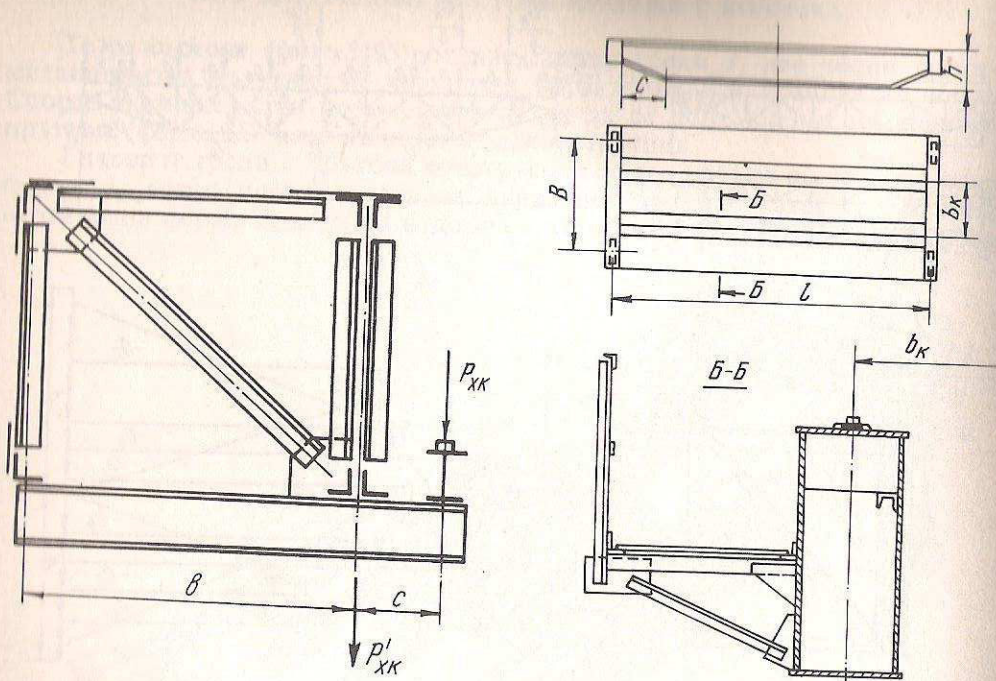


Фиг. 3.47. Натоварване на главната ферма от постоянно натоварване и определяне на силите в прътите

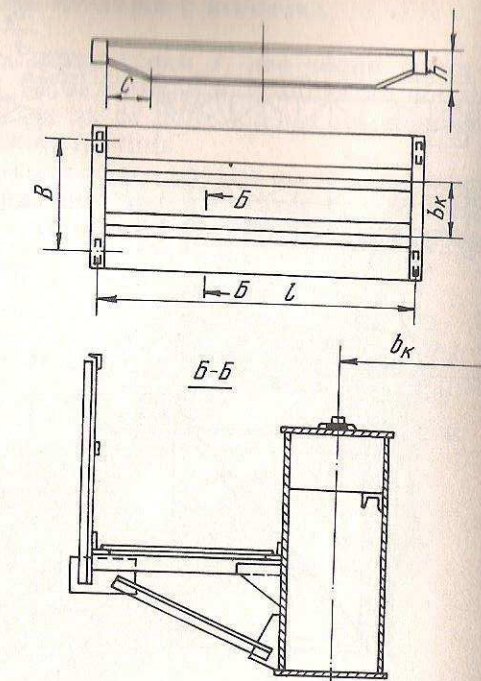
фермата. Към това натоварване се добавят и съответните части от теглата на централния задвижващ възел и кабината (фиг. 3.47), като с тези натоварвания се строи план Крeмона или по друг начин се определят усилията във всички пръти. Максималните усилия от подвижното натоварване в същите пръти се определят чрез линиите на влияние и резултатите се сумират. За прътите от горния пояс се определят и допълнителните напрежения от местно огъване.

Усилията в прътите на горната хоризонтална ферма от действието на хоризонталното инерционно натоварване, възникващо в процесите на неустойчиво движение на механизма за пътуване на крана, се определят по аналогичен начин.

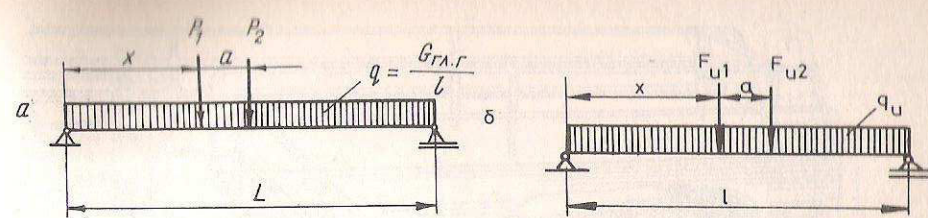
Прътите от горния пояс на главната ферма, които участват и като поясни пръти в хоризонталната ферма, се оразмеряват с осовото усилие, получено от вертикалното и хоризонталното натоварване, и с огъващите моменти в двете главни равнини от местното огъване. Всички останали пръти на главната и горната хоризонтална ферма се оразмеряват с максималните осови усилия, действащи в тях. Прътите се изчисляват на статична якост, а натиснатите пръти – и на устойчивост. Особено важно е да се направи проверка на умора на материала на най-натоварените пръти, тъй като фермата има висока концентрация на напреженията, а и част от прътите са натоварени със знакопроменливи усилия. Трябва също да се има предвид, че във фермите на подемно-транспортните съоръжения не се допуска използването на ъглови профили, по-малки от $45 \times 45 \times 4$.



Фиг. 3.48. Напречно сечение на фермена главна греда с движение на количката по долния пояс



Фиг. 3.49. Двугредов мостов кран с пълностенна конструкция

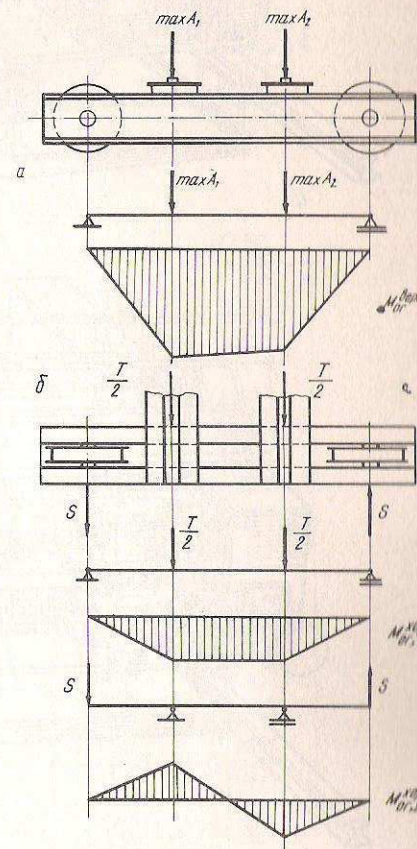


Фиг. 3.50. Изчислителна схема на главна греда
а - с вертикално натоварване; б - с хоризонтално натоварване

проверяват на статична и динамична коравина. Проверката на статична коравина се свежда до определянето на максималното провисване на гредата под действието на вертикалното натоварване, а проверката на динамична коравина – до определянето на най-ниската собствена честота на трептене и на времето за затихване на трептенията.

Челната греда служи за опора на главните греди на крана и в нея са вградени ходовите му колела. Най-често тя има кутиеобразно напречно сечение, а при помалки товароподемности се изпълнява от два П-образни профила, обърнати с гърбовете си един към друг. Ходовите колела са разположени на разстоянието B (фиг. 3.46 и 3.49), наричано база на крана. Отношението на отвора на крана L към базата му B не трябва да е по-голямо от 5 до 7, което осигурява добро водене на крана по релсовия път. Във вертикалната равнина челните греди са натоварени от опорните реакции на главните греди, които са максимални, когато количката е най-близо до разглежданата челна греда. Изчислителната схема на челната греда в този случай е показана на фиг. 3.51 а. В хоризонталната равнина челните греди са натоварени от хоризонталните инерционни сили при пускане (спиране) на количката и от страничните сили в ребордите на ходовите колела (фиг. 3.51 б). Застрашени сечения на челната греда са в местата на закрепване на главните греди, където действуват максималните огъващи моменти, и в местата на закрепване на лагерните букси на ходовите колела, където има рязко намаляване на лицето на напречното сечение и висока концентрация на напреженията. Коэффициентът на сигурност при определяне на допустимото напрежение за челните греди се приема по-висок отколкото при главните греди.

Механизмът за пътуване на мостовия кран може да се изпълни при

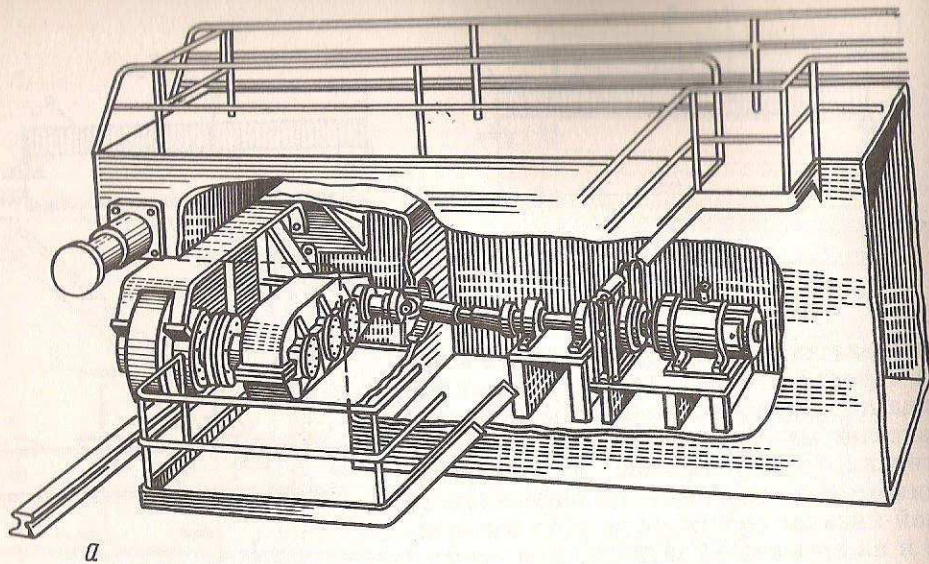


Фиг. 3.51. Изчислителна схема на челна греда
а - с вертикално натоварване; б - с хоризонтално натоварване

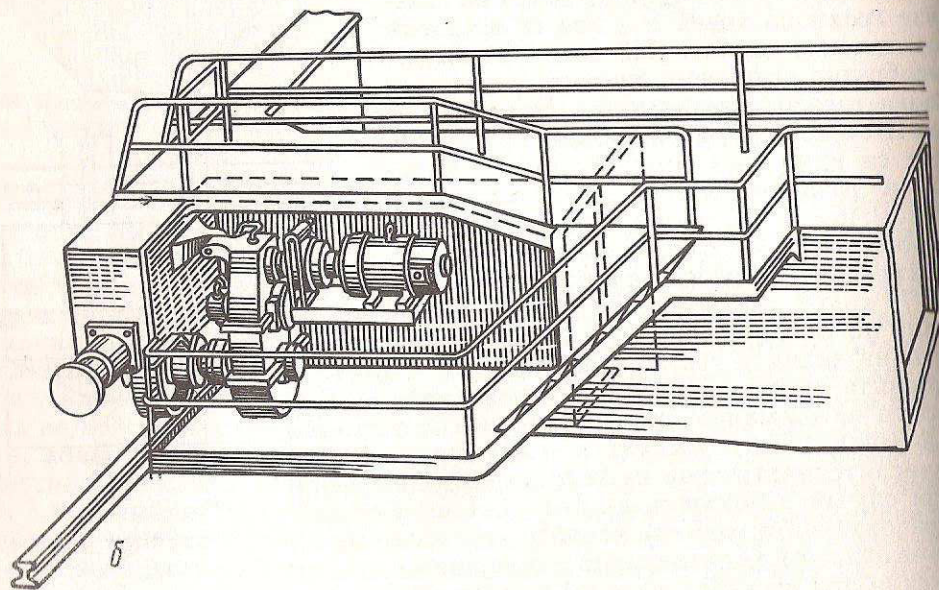
Оразмеряването на фермена главна греда с движение на количката по долния пояс (фиг. 3.48) се прави аналогично, но има някои особености. Тъй като силите от натиска на ходовите колела не лежат в равнината на главната ферма, те се редуцират към тези равнини. Освен това тук се изчислява долната хоризонтална ферма, тъй като основното хоризонтално инерционно натоварване действува в нейната равнина. Прътите от долния пояс на главната ферма участвуват и в долната хоризонтална ферма и осовите усилия от вертикалното и хоризонталното натоварване се сумират, но в тях не действуват местни огъващи моменти. Последните се поемат от гредата, която носи релсата, и са меродавни за нейното оразмеряване.

Мостов кран с пълностенна конструкция на главната греда е показан на фиг. 3.49. Напречното сечение на гредата е кутиеобразно с разположение на релсата в средата на горния пояс. Изчислителната схема на главната греда под действието на вертикалните натоварвания е показана на фиг. 3.50 а, където L е отвърът на крана, P_1 и P_2 – натискът на ходовите колела на количката и q – равномерно разпределеното натоварване от теглото на гредата и разположеното по нея оборудване. Определянето на най-неблагоприятното натоварване става според изложените в т. 2.5.2 методи. Изчислителната схема на главната греда под действието на хоризонталните инерционни сили е показана на фиг. 3.50 б. Оразмеряването на гредата се прави въз основа на статичната ѝ якост. Допълнително се прави и проверка на якост на умора, а елементите на пълностенната греда се проверяват и на местна устойчивост.

Освен якостните проверки главните греди на мостовите кранове се



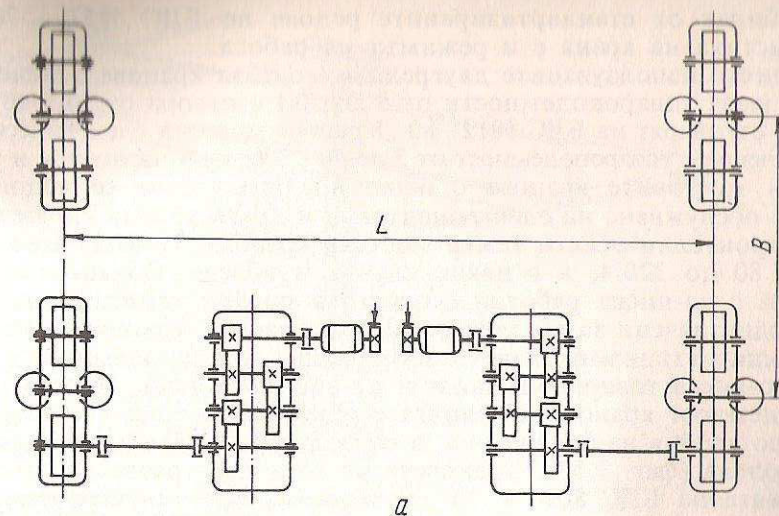
а



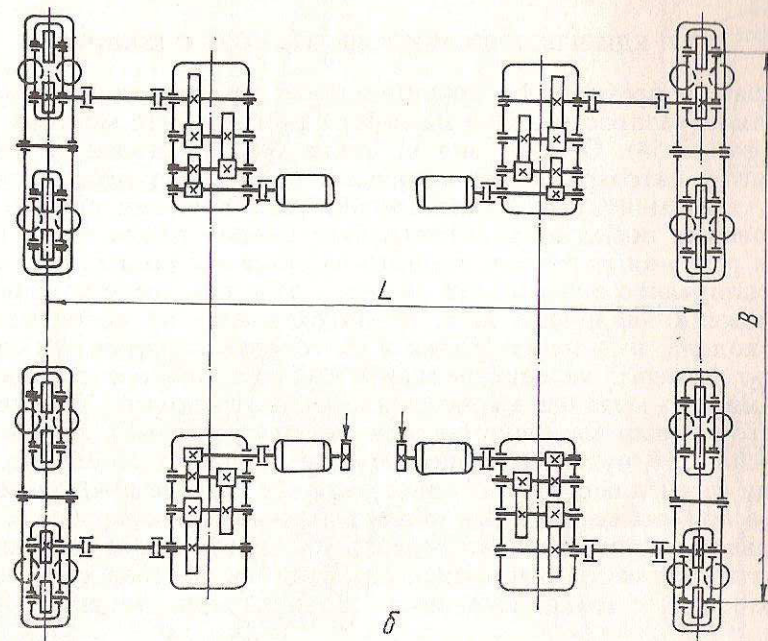
б

Фиг. 3.52. Индивидуално задвижване на ходовите кодела на мостовите кранове

малки отвори с централно задвижване, а при по-големи – с индивидуално задвижване. Реализирането на индивидуалното задвижване може да стане с хоризонтален редуктор и междинен вал (фиг. 3.52 а) или с вертикален редуктор (фиг. 3.52 б). Една от особеностите при изчисляване на механизмите за пътуване с индивидуално задвижване е, че мощността на всеки от двигателите при двудвигателно задвижване се приема (0,5÷0,6) от общата мощност. Друга особеност е, че проверката на буксуване при пускане се



а



б

Фиг. 3.53. Кинематична схема на механизма за движение на тежък кран
а – с осем ходови кодела; б – с шестнадесет ходови кодела

прави при кран без товар, а количката се разполага най-близко до другата челна греда, като в този случай налягането на ходовите кодела от разглежданата страна е най-малко. При същото положение се прави и проверката на приплъзване при спиране.

Основни параметри на мостовите кранове са товароподемността, откорт на крана, височината на вдигане и скоростите на отделните механизми.

Те се избират от стандартизираните редове по БДС 5857 – 70. Важна характеристика на крана е и режимът на работа.

Най-често използваните двугредови мостови кранове с общо предназначение имат товароподемности от 5 до 50 t и отвори от 10,5 до 34,5 m и трябва да отговарят на БДС 5812 – 80 „Кранове мостови електрически с общо предназначение с товароподемност от 5 до 50 t. Основни параметри и размери”.

Освен мостовите кранове с общо предназначение се използват за монтаж и обслужване на електроцентрали и други крупни енергетически и машиностроителни обекти тежки мостови кранове. Те имат товароподемности от 80 до 320 t, а в някои случаи и повече. Обикновено тежките кранове са с по-ниски работни скорости и поради характера на работата им са предназначени за по-леки режими на работа. Крановата количка е с два подедни механизма: главен с максимална товароподемност и спомагателен с по-ниска товароподемност и по-висока скорост. Поради голямата товароподемност крановата количка е обикновено с осем ходови колела, окачени по двойки на балансъори, а самият кран е с осем или шестнадесет ходови колела (фиг. 3.53). Крановете от този тип трябва да отговарят на изискванията на БДС 8096 – 70 „Кранове мостови електрически с общо предназначение с товароподемност от 80 до 320 t. Основни параметри”.

3.7.2. ЕДНОГРЕДОВИ МОСТОВИ КРАНОВЕ С КОЛИЧКА

В последно време освен традиционните двугредови мостови кранове все по-голямо разпространение намират едногредовите мостови кранове с количка (фиг. 3.54). Общият вид на такъв кран е показан на фиг. 3.54 а. Вертикалното натоварване от количката се предава през двете ходови колела 5, а моментът от ексцентрично разположения спрямо главната греда 4 товар се поема от хоризонталните опорни ролки 3 и 6. Възможни са и други решения за разположението на опорните ролки (фиг. 3.54 б и в). Особено сполучливо е решението на фиг. 3.54 в, при което ходовите колела са разположени наклонено така, че директрисите на основните сили (в ходовите колела, в опорните ролки и от товара) се пресичат в една точка.

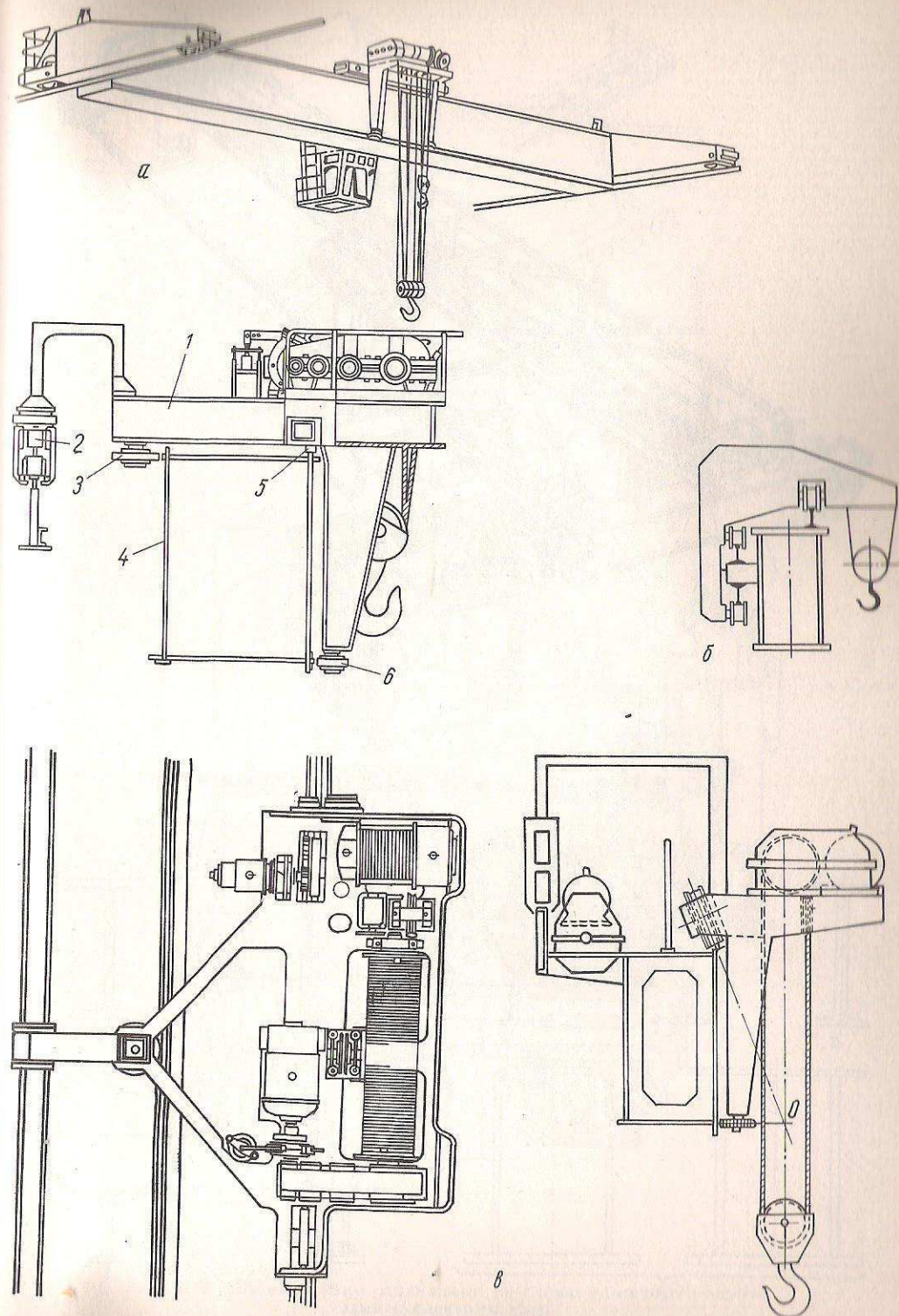
Опитът показва, че едногредовите мостови кранове с колички имат по-малка маса на металната конструкция от двугредовите. Това се обяснява с наличието на само две стени (четири при двугредовите), където материалът в близост до нулевата линия не се използва пълноценно. Особено съществени са предимствата на едногредовите кранове при големи отвори. Освен това при тях се намалява общата дължина на заваръчните шевове и се повишава технологичността. Определени неудобства са свързани обаче с усложнената количка. Понастоящем едногредови мостови кранове с колички се изработват с товароподемности до 100 t при отвори до 40 m.

3.7.3. ЕДНОГРЕДОВИ МОСТОВИ КРАНОВЕ С ЕЛЕКТРОТЕЛФЕР

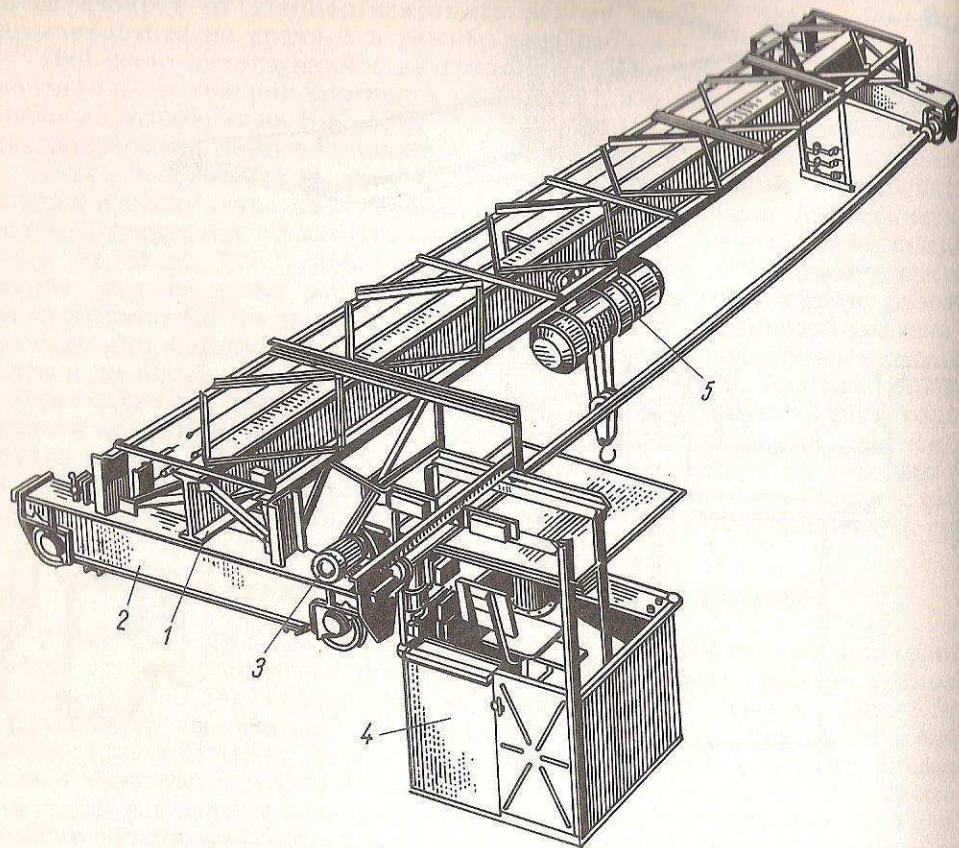
Тези мостови кранове са предназначени за по-малки товари, съответстващи на товароподемността на произвежданите електротелфери, и за отвори обикновено до 16 m. Изпълняват се като стоящи (фиг. 3.55) и висящи (фиг. 3.59).

Стоящите едногредови кранове с електротелфер (фиг. 3.55) се състоят от една главна греда 1, две челни греди 2, механизъм за пътуване на крана 3, кабина за управление 4 и електротелфер 5.

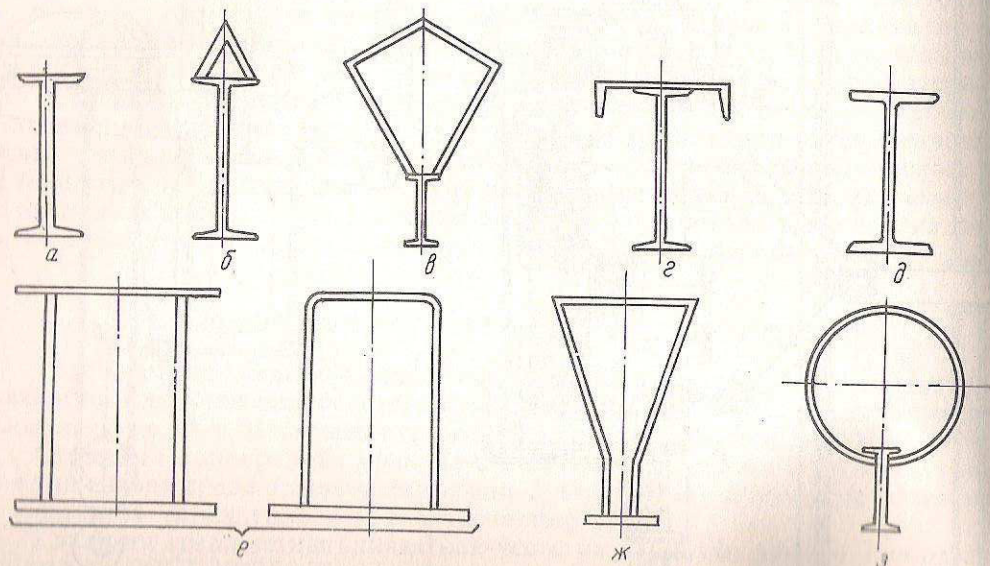
Главната греда се изпълнява най-често от валцован двойно Т-образен профил по ГОСТ 19425 – 75, по който се движи електротелферът (фиг. 3.56 а).



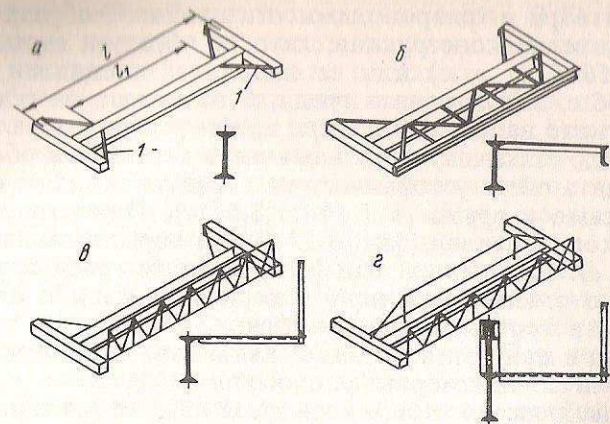
Фиг. 3.54. Едногредов мостов кран с количка



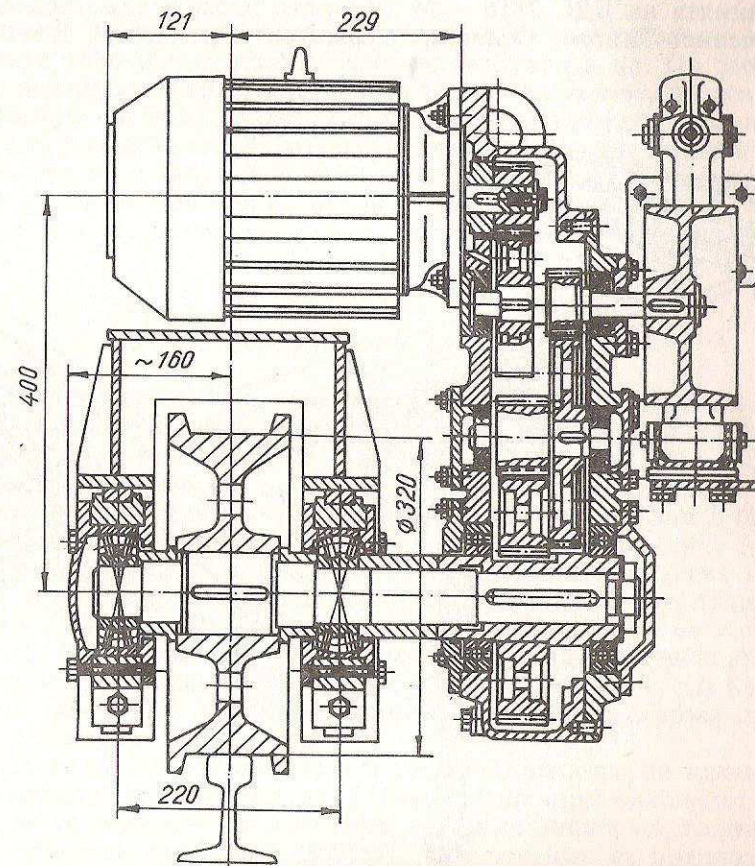
Фиг. 3.55. Стоящ едноредов мостов кран с електротелфер



Фиг. 3.56. Напречни сечения на главната греда



Фиг. 3.57. Конструктивни схеми на носещата конструкция на едноредови мостови кранове с електротелфер



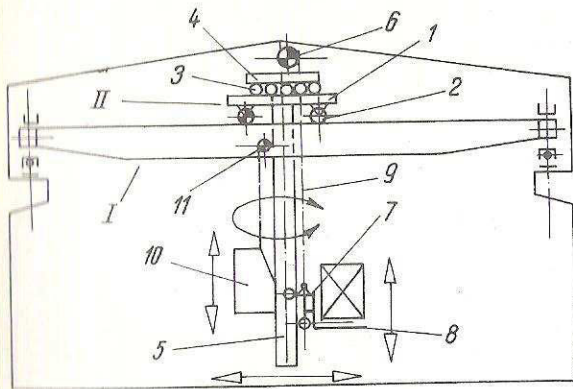
Фиг. 3.58. Индивидуално задвижване на стоящ едноредов мостов кран с електротелфер

3.10. СКЛАДОВИ МАШИНИ

3.10.1. ЩАБЕЛ-КРАНОВЕ

Щабел-крановете са специализирани складови машини с голям спектър на приложение. Използват се за механизирани на товарните и разтоварните операции в зоните на приемане и експедиране на складовете, на операциите по подреждане на палети, единични и дългомерни товари в зоните за съхранение на складовете, на подемно-транспортните операции във вътрешно-заводския транспорт и др.

Щабел-кранът (фиг. 3.82) се състои от носеща мостова конструкция I и щабелна количка II. Носещата мостова конструкция на щабел-крана има аналогично предназначение и структура на тази от мостовите кранове (вж. т. 3.7), но се различава по това, че главните ѝ греди са много по-корави



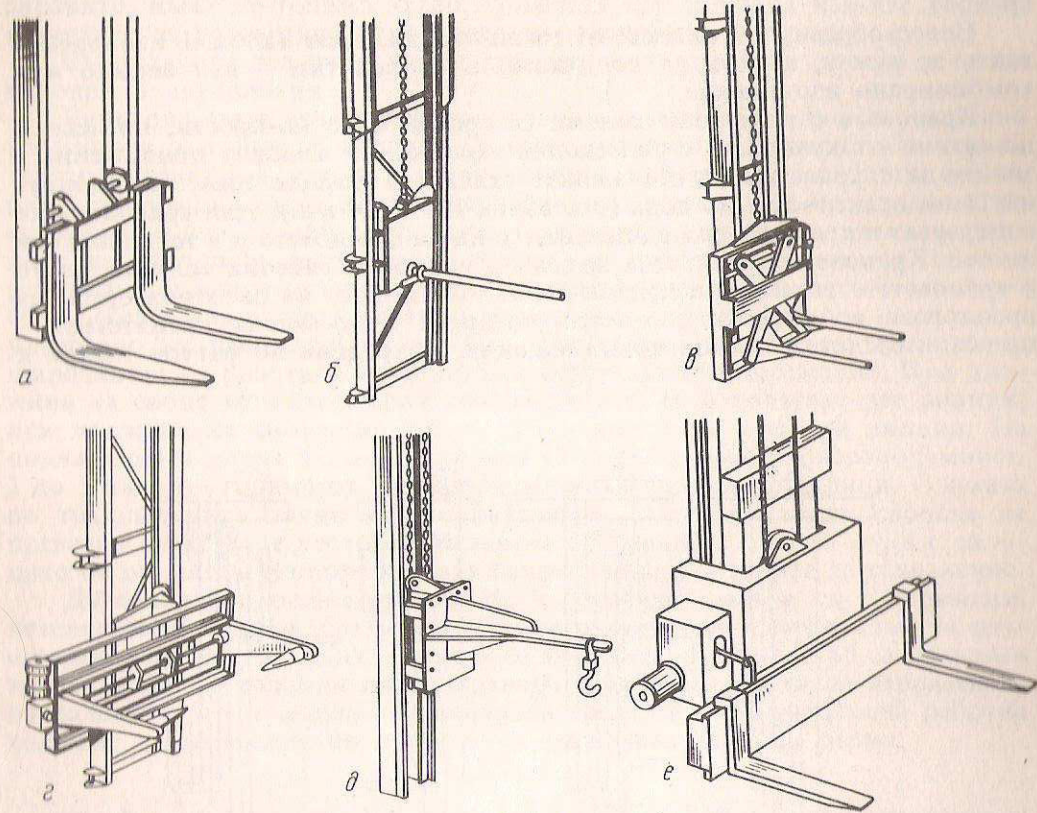
Фиг. 3.82. Щабел-кран – принципна схема

($\frac{f}{L} \leq \frac{1}{1100} \div \frac{1}{1200}$) и са оразмерени за по-големи хоризонтални натоварвания, а механизмът за пътуване на моста има по-голяма работна и допълнително една или две намалени скорости. Щабелната количка II се различава много от традиционните кранови колички. Тя се състои от основна рама I с ходови колела и механизъм за пътуване 2, въртящо се опорно устройство с механизъм за въртене 3, въртяща се рама 4, на която са монтирани колоната 5 и механизмът за вдигане 6. По водачи на колоната вертикално се движи работната количка 7, на която се закрепват различни видове работни органи 8. Работната количка се задвижва посредством въжено-полиспадна система 9 от механизма за вдигане. Командната кабина 10 се движи също вертикално по колоната, като се задвижва от работната количка или от самостоятелен механизъм за вдигане 11. Кранът и щабелната количка имат традиционно електрозахранване и осигурителни устройства. Между въртящата се и основната рама се вгражда въртящо се токоотнемащо устройство. Работната количка се обезопасява допълнително с устройството срещу претоварване и разхлабване на въжето, а подвижната командна кабина – с дублиране на подемните въжета и (или) ловители между кабината и водачите ѝ.

Поради това, че колоната се върти, товарът има четири степени на свобода, което е особено удобно при подреждане на товарите във фигури или стелажи, при разтоварване на превозни средства и особено при манипулиране на дългомерни товари.

Понеже работната количка се направлява по водачите на колоната, товарът не може да се разлиолява както при традиционните кранове. Това т.нар. твърдо водене на товара е второто голямо предимство на щабел-крановете. При твърдото водене се получава по-голяма точност на позицио-

ниране и по-голяма производителност вследствие на това, че хоризонталните движения могат да имат по-големи скорости и ускорения и да не се губи много време за изчакване на затихване на трептенията. Известно е, че трептенията при свободно окачен товар, както е случаят с традиционните кранове, са с голяма амплитуда, ниска честота, малък декремент и голямо време на затихване. При твърдо водене както при щабел-крановете, трептенията са с малка амплитуда, висока честота, голям декремент и малко време за затихване на трептенията. Критерии за оценка на качествата на щабел-крановете са: време за затихване на хоризонталните трептения на работния орган $t \leq 8 \div 10$ s; максимална хоризонтална амплитуда на работния орган $A_{\max} \leq 50 \div 60$ mm; честота на трептене на работния орган (да не попада в неблагоприятната за оператора зона) $\nu \neq 3 \div 5$ Hz; средните ускорения, породени от механизмите за пътуване, да са в границите $a = 0,2 \div 0,4$ m/s².



Фиг. 3.83. Сменяеми работни органи на щабел-кранове
а – вилци; б – дорник; в – два дорника; г – кламер за рула; д – стрела с кука; е – наклоняващи се вилци

Щабел-крановете биват:

- леки ($Q \leq 1$ t и $H \leq 7$ m) и тежки ($Q \geq 1$ t и $H > 7$ m);
- със стоящ (фиг. 3.80) и с висящ мост;
- със стояща (фиг. 3.80) и с висяща щабелна количка;
- с нормална (стигаща на 0,150 ÷ 0,200 m от пода) колона, със скъсена (стигаща на 1,2 ÷ 1,5 m от пода) колона и с удължена работна количка и с телескопна (дву-, три- или повече секционна) колона;

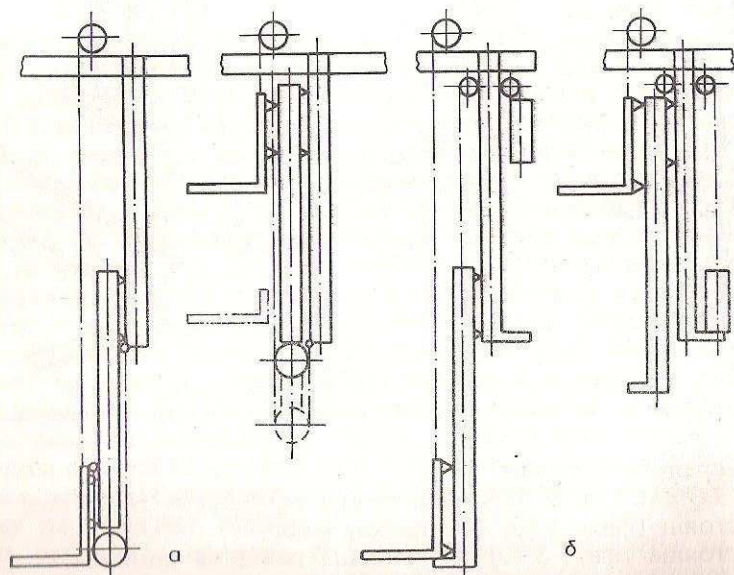
- за палетизирани и непалетизирани товари;
- за нормални и дългомерни товари;
- с ръчно управление от пода, с ръчно управление от кабина, с радио-управление от пода, с автоматично програмно и автоматично адресно управление.

Основни параметри на щабелните кранове са: товароподемност $Q = 0,25$ до 5 t (за палетизирани товари) и $Q = 8$ до 15 t (за дългомерни товари); отвор на крана $L \leq 32$ m; височина на вдигане $H < 12$ m; широчина на работния коридор $B = 1,2$ до $2,3$ m; скорост на крана $v_{кр} \leq 2,0$ m/s; скорост на количката $v_{кол} \leq 1,2$ m/s; скорост на вдигане $v_{по} \leq 0,4$ m/s; честота на въртене $\omega_{кол} \leq 0,1$ s⁻¹.

Пресобладават леките щабел-кранове, но във връзка с тенденцията за увеличаване на теглото на товарните единици и височината на складовете в близко бъдеще се очертава изпреварващо развитие на тежките щабел-кранове.

Целесъобразно е крановете от тежък тип да бъдат в стоящо изпълнение както за моста, така и за количката, а от лек тип – във висящо или комбинирано изпълнение.

Крановете с нормални колони са сравнително по-прости, по-леки и по-евтини от крановете с телескопни колони. Те намират приложение в зоните за съхранение на стелажните складове. Поради това, че колоната им стига практически до пода (с хлабина $150 \div 200$ mm), тези кранове не се използват в приемно-експедиционни зони на складовете и в технологични цехове. Крановете със скъсена колона и удължена работна количка, както и крановете с телескопна колона дават възможност на работния орган да преодолява по пътя си съответно по-ниски и по-високи препятствия – превозни средства, технологични машини, подредени по фигури товари и



Фиг. 3.84. Схеми на устройството на телескопните колони на щабел-крановете
а – без противотежести; б – с противотежести

др., и независимо че са по-сложни и по-скъпи, се използват по-често. Щабел-крановете с телескопна колона са подходящи за по-големи височини на вдигане и за по-високи препятствия. В зависимост от това колоната се прави с 2 до 3 телескопни секции – фиг. 3.84.

Щабел-крановете най-често се използват за палетизирани товари, но трябва да обработват и единични непалетизирани товари. За тази цел те се обзавеждат с множество сменяеми работни органи (фиг. 3.81), които са така устроени, че да могат лесно и бързо да се закрепват към подвижната плоча на работната количка. По отношение на работните органи (видове, закрепване, приложение) между щабел-крановете и карите високоповдигачи е възможна пълна взаимозаменяемост.

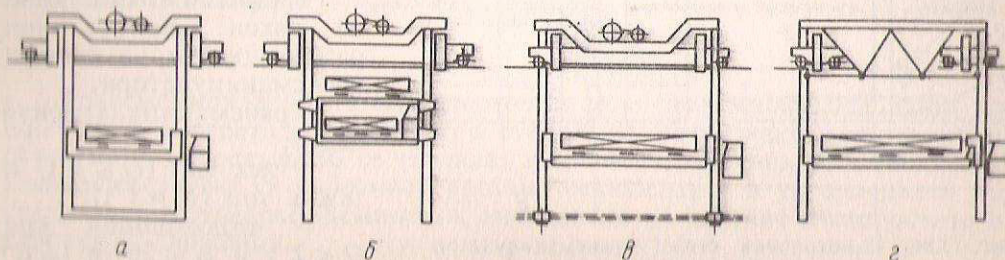
Като много перспективна област на приложение за щабел-крановете се очертава подемно-транспортната обработка на дългомерни товари.

По принцип дългомерните товари създават повече проблеми от палетизирани: имат по-голямо тегло, голямата им дължина изисква големи площадки за развъртане и по-усилени механизми за въртене.

Съществуват два вида щабел-кранове за дългомерни товари – едно-колонни и двуколонни.

Едноколонните кранове за дългомерни товари нормално са с усилена телескопна въртяща се колона. Те имат удължена, превърната в корави траверса подвижна плоча и многовиличен работен орган. Вилиците са разположени най-често перпендикулярно на плочата и са неподвижно закрепени към нея. За металургични цехове, когато има безстелажно подреждане на сноповете дългомерни товари, се използват вилици, които в работно положение стоят перпендикулярно на работната плоча, а в неработно (без товар на тях) могат да се завъртат механизмирано и да застават успоредно на работната плоча. По този начин се намалява значително широчината на работния коридор при безстелажно подреждане. При дължина на снопа от дългомерни товари до 6 m се използват две вилици, при дължина на снопа до 8 m – три и над 8 m – четири вилици. На подвижната плоча отдолу в средата се поставя кука с товароподемност, 2 до 3 пъти по-голяма от товароподемността на крана с вилици. С куката по традиционния начин кранът разтоварва и товари тежки снопове на превозни средства, с което се увеличава производителността му, а с вилиците на по-малки снопове поставя същите товари в зоните за съхранение.

Двуколонните щабел-кранове за дългомерни товари са с нормални, нетелескопни колони, без механизъм за въртене, но с механизъм за двустранно изнасяне на телескопите или вилиците. На фиг. 3.85 са показани варианти на двуколонни щабел-кранове с различен начин на вкоравяване на колоните: а – с долна хоризонтална греда; б – със специална работна количка; в – с водене по пода; г – с горна вкоравяваща ферма.



Фиг. 3.85. Двуколонни щабел-кранове за дългомерни товари

В малки смесени складове (за палетизирани и дългомерни товари) не е рационално да се поставят два вида щабел-кранове. Тогава щабел-кранът за палети може да се използва и за дългомерни товари по два начина: I - палетизиране на дългомерните товари (6 + 8 m) върху палети с вилично раздалечение, съответстващо на обикновените палети, и II - поставяне на нова широка подвижна плоча, която позволява монтирането на поаче от две вилници. И в двата случая се налага да се намали товароподемността на крана с теглото на палетата (или подвижната плоча) и да се използва механизмът за въртене на крана в по-лек режим на работа.

3.10.2. ТРАНСМАНИПУЛАТОРИ

Трансманипулаторите са складови машини, специализирани за обслужване само на стелажни складове. В сравнение с щабел-крановете, използвани за същата цел, те имат следните предимства: изискват по-тесен коридор между стелажите; позволяват подреждане на товарите на по-високи стелажки; допускат по-голяма скорост; по-лесно се автоматизира управлението им. Трансманипулаторите в сравнение с щабел-крановете обслужват по-малко пространство - само двата стелажни блока, разположени вляво и вдясно от работния коридор. За складове с повече от един коридор се комбинира трансманипулатор с трансбордюр, който го пренася в съседни коридори или във всеки коридор се поставя отделен трансманипулатор (вж. т. 6.3).

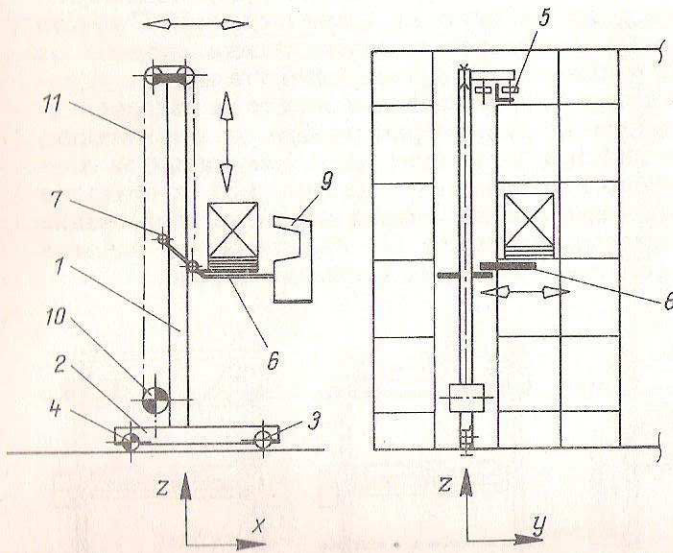
Трансманипулаторите се състоят (фиг. 3.86) от: метална конструкция (колона I и хоризонтална греда 2); опорна система с механизъм за пътуване (свободно вертикално колело 3, двигателно вертикално колело 4, горни водещи ролки 5); работна количка (рама) 6, водещи ролки 7, двустранно изнасящи се телескопни вилници 8 и кабина 9); механизъм за вдигане (механизъм 10 и полиспадна система 11); командна апаратура и осигурителни устройства.

Работният орган има три работни движения: надлъжно на коридора X (фиг. 3.86), което се получава от механизма за пътуване; напречно на коридора Y, осъществявано от механизма за странично изнасяне на вилниците, и височинно Z - от механизма за вдигане.

На фиг. 3.87 са показани някои конструктивни разновидности на стоящи трансманипулатори.

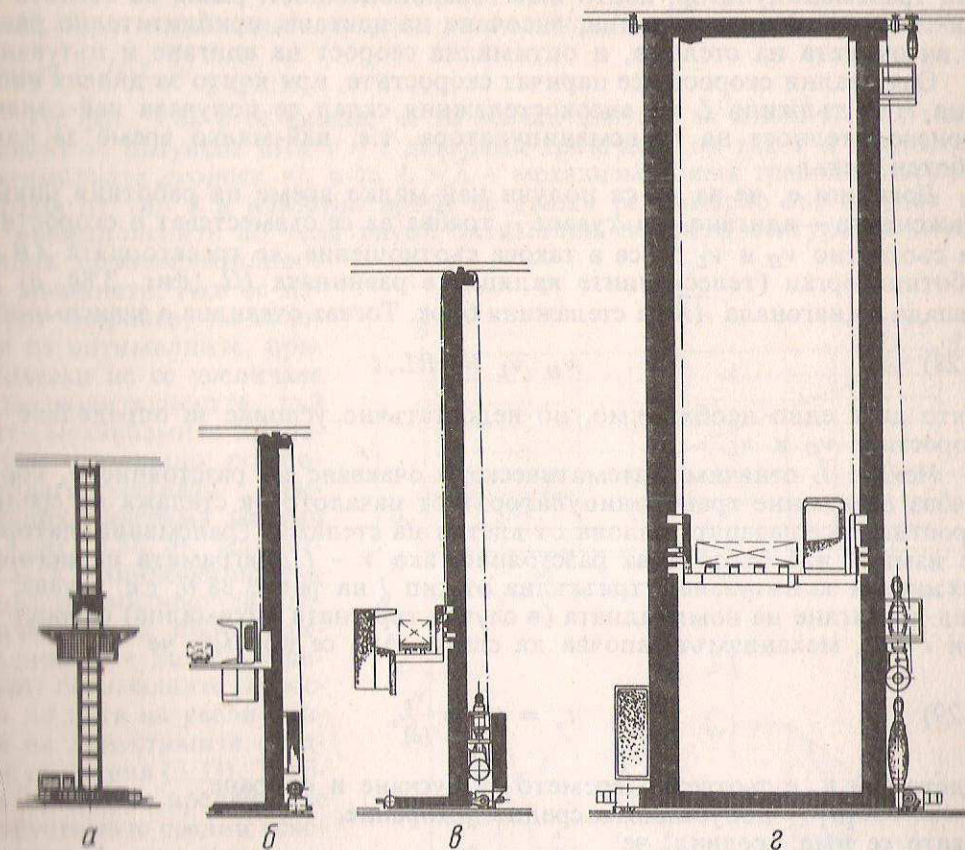
Трансманипулаторите биват:

- лек тип ($Q \leq 1$ t) и тежък тип ($Q > 1$ t);
- едноколонни при $Q < 2$ t и $H < 20$ m (фиг. 3.87 а - в) и двуколонни



Фиг. 3.86. Едноколонен стоящ трансманипулатор - принципна схема
I - трансманипулатор; II - стелаж

- при $Q > 2$ t или $H > 20$ m (фиг. 3.84 г);
- стоящи (на релсов път, разположен на терена) и висящи (на релсов път, разположен върху стелажите или закрепен на покрива на сградата);
- еднорелсови (фиг. 3.87) и двурелсови;
- за дребни единични товари или касети (за комисионирани), за палетизирани товари, за единични и дългомерни товари;
- с ръчно управление от кабина, с автоматично (адресно или програмно) управление.



Фиг. 3.87. Принципи схеми на фамилия трансманипулатори
а - едноколонен за комисионирани; б - едноколонен за леки товари; в - едноколонен за тежки товари; г - двуколонен за дългомерни товари

Трансманипулаторите са сравнително нови подемно-транспортни машини и в момента се намират в стадий на интензивно конструктивно развитие - непрекъснато се създават нови конструктивни разновидности; усъвършенствуват се работните органи, механизмите и управлението им; увеличават се товароподемността, височината на вдигане и скоростите на работните движения.

На тези етапи от развитието им трансманипулаторите имат следните

техничко-експлоатационни параметри: товароподемност $Q = 0,25 - 5$ t, като се срещат единични изпълнения с товароподемност до 15 t; височина на вдигане $H = 2,0 \div 40,0$ m и единични изпълнения с височина до 60 m; скорост на пътуване $v_L \leq 3,0$ m/s; скорост на вдигане $v_H \leq 1,0$ m/s; скорост на изнасяне на вилците $v_B \leq 0,3$ m/s. Широчината на работния коридор на трансманипулаторите е достигнала своя минимум – равна е на широчината на палетата (товарна единица) плюс манипулационната хлабина $60 \div 100$ mm от двете страни.

При решаване на конкретни механизационни задачи се избира подходящ трансманипулатор, който има товароподемност, равна на теглото на най-тежката товарна единица, височина на вдигане, приблизително равна на височината на стелаж, и оптимална скорост на вдигане и пътуване.

Оптимални скорости се наричат скоростите, при които за дадена височина H и дължина L на високостелажния склад се получава най-голяма производителност на трансманипулатора, т.е. най-малко време за един работен цикъл.

Доказано е, че за да се получи най-малко време на работния цикъл, движенията – вдигане и пътуване – трябва да се съвместяват и скоростите им съответно v_H и v_L да са в такова съотношение, че траекторията \overline{AB} на работния орган (телескопните вилци) в равнината HL (фиг. 3.88. а) да съвпада с диагонала \overline{AB} на стелажния блок. Тогава очевидна е зависимостта

$$(3.28) \quad v_H : v_L = H : L,$$

която дава едно необходимо, но недостатъчно условие за определяне на скоростите v_H и v_L .

Нека с \overline{L} означим математическото очакване на разстоянието, което трябва да измине трансманипулаторът от началото на стелаж до средно вероятно посещаваната колона от клетки на стелаж. Трансманипулаторът ще измине най-бързо това разстояние, ако $v - t$ диаграмата на неговия механизъм за пътуване е триъгълна от тип 1 на фиг. 3.88 б, т.е. такава, че след достигане на номиналната (в случая търсената оптимална) скорост v_L при $t = t_n$ механизъмът започва да спира. Ако се приеме, че

$$(3.29) \quad t_n = t_{cn} = \frac{v_L}{[a]},$$

където t_n и t_{cn} е съответно времето за пускане и спиране; $[a]$ – допустимото средно ускорение, и като се има предвид, че

$$(3.30) \quad \overline{L} = \frac{1}{2} v_L t_n + \frac{1}{2} v_L t_{cn},$$

от (3.29) и (3.30) се получава

$$(3.31) \quad v_L = \sqrt{\overline{L}[a]}.$$

Математическото очакване \overline{L} се определя по израза

$$(3.32) \quad \overline{L} = KL,$$

където L е дължината на стелаж;

K – коефициент, който зависи от начина на подреждане на товарите в клетките на стелаж.

При свободно подреждане, когато товарите са в най-близките свободни клетки, без да се държи сметка за товарооборота им, $K = 0,5$, а при планирано подреждане, когато товарите с най-голям товарооборот са в най-близките клетки, а с най-малък товарооборот в най-далечните клетки, $K = 0,25 \div 0,5$. Тогава от (3.32) и (3.31) се получава оптималната скорост

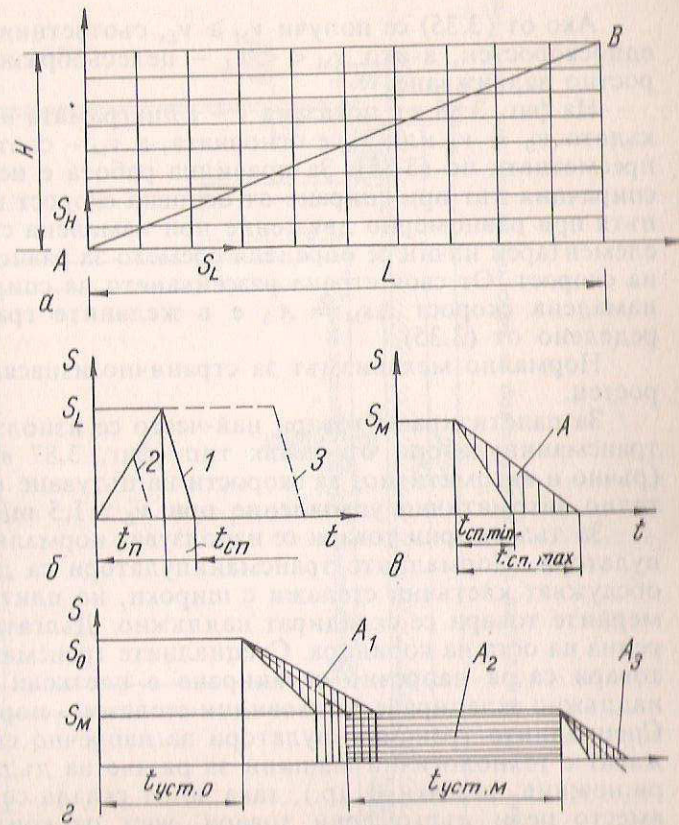
$$(3.33) \quad v_L = \sqrt{KL[a]} \text{ m/s},$$

от (3.28) – оптималната скорост на вдигане v_H . Нормално стелажите се правят с $H:L = \frac{1}{4} : \frac{1}{6}$.

От фиг. 3.88 б се вижда, че за всички клетки, за които $L < \overline{L}$, механизъмът за пътуване има $v - t$ диаграма триъгълна от тип 2 и не достига оптималната скорост v_L , а за $L > \overline{L}$ – механизъмът има трапецовидна диаграма от тип 3 и известно време се движи равномерно със скорост v_L .

Определените по този начин оптимални скорости осигуряват максимална производителност на машината. Ако се изберат скорости, по-големи от оптималните, практически не се увеличава производителността, тъй като механизмите ще работят предимно по по-неблагоприятната триъгълна диаграма от тип 2 (фиг. 3.88 б). Единствената технически приемлива възможност за увеличаване на производителността е да се увеличат оптималните скорости по пътя на увеличаване на допустимите средни ускорения (3.33). Трябва да се има предвид, че допустимите средни ускорения са ограничени –

$0,2 \leq [a] \leq 0,4$ m/s², и че при $[a] > 0,4$ m/s² се влошават други важни експлоатационни показатели на трансманипулаторите, като амплитуда на трептене и време на затихване на трептенията на работния орган. Ако те са големи, намаляват производителността на машината.



Фиг. 3.88. Диаграми за определяне на скоростите на основните механизми на трансманипулатора

За да се получи голяма точност на позициониране на работния орган срещу стелажната клетка, използват се намалени скорости, с които механизмите работят в околностите на тази клетка. Критерий за точността на позициониране е разсейването на спирачния път – $\Delta s = 5 \div 8$ mm, което се дължи на вариациите на теглото на полезния товар, на съпротивленията при пътуване и на спирачните моменти. В резултат на тези вариации закъснението на всеки от механизмите варира също в определени граници $a_{\min} \leq [a] \leq a_{\max}$, които се определят опитно или се присмятат. От фиг. 3.88 в се вижда, че Δs е равно на площта A на триъгълника във $v - t$ диаграмата на механизма. Тогава

$$(3.34) \quad \Delta s = 0,5(v_M t_{\text{сп max}} - v_M t_{\text{сп min}}).$$

Като се има предвид, че $t_{\text{сп max}} = \frac{v_M}{a_{\text{сп min}}}$, $t_{\text{сп min}} = \frac{v_M}{a_{\text{сп max}}}$, след преработка от (3.34) се получава търсената намалена скорост.

$$(3.35) \quad v_M = \sqrt{2\Delta s \frac{a_{\text{сп max}} \cdot a_{\text{сп min}}}{a_{\text{сп max}} - a_{\text{сп min}}}}, \text{ m/s.}$$

Ако от (3.35) се получи $v_M \geq v_L$, съответният механизъм може да бъде едноскоростен, а ако $v_M < v_L$ – целесъобразно е да се направи трискоростно задвижване.

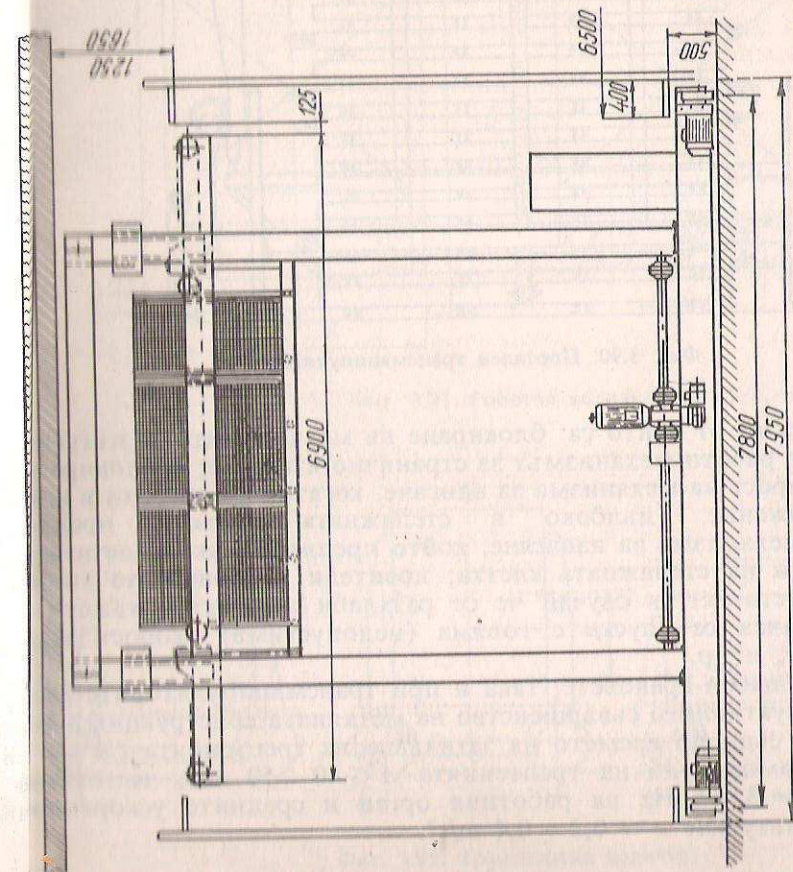
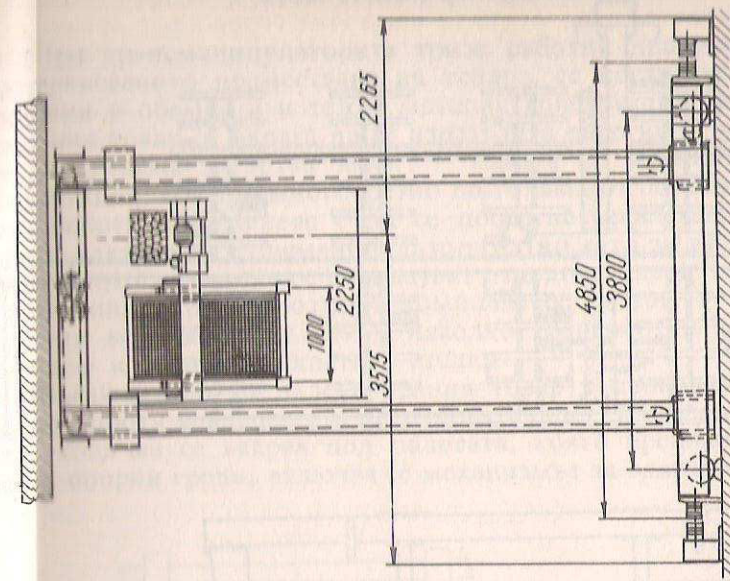
На фиг. 3.88 г е показана $v - t$ диаграмата на двускоростен механизъм, където $v_0 = v_L$ или v_M е основната, а v_M – съответно намалената скорост, пресметната по (3.35). За правилна работа е необходимо разсейването на спирачния път при спиране от основна скорост $\Delta s_0 = A_1$ да бъде равно на пътя при равномерно движение при намалена скорост A_2 . От $A_1 = A_2$ по елементарен начин се определя времето за равномерно движение с намалена скорост. От своя страна разсейването на спирачния път при спиране от намалена скорост $\Delta s_M = A_3$ е в желаните граници, тъй като v_M е определено от (3.35).

Нормално механизмът за странично изнасяне на вилците е едноскоростен.

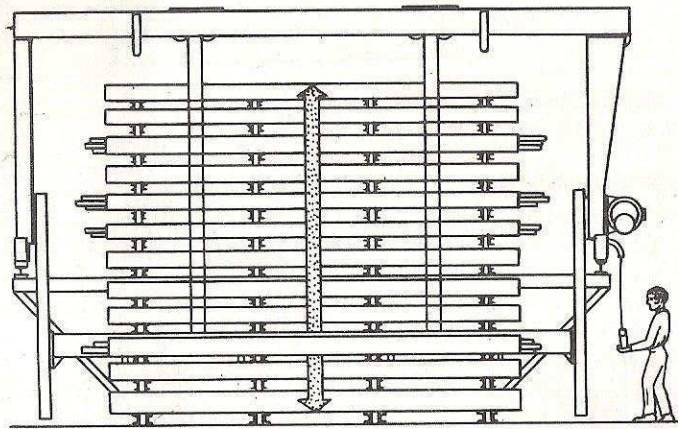
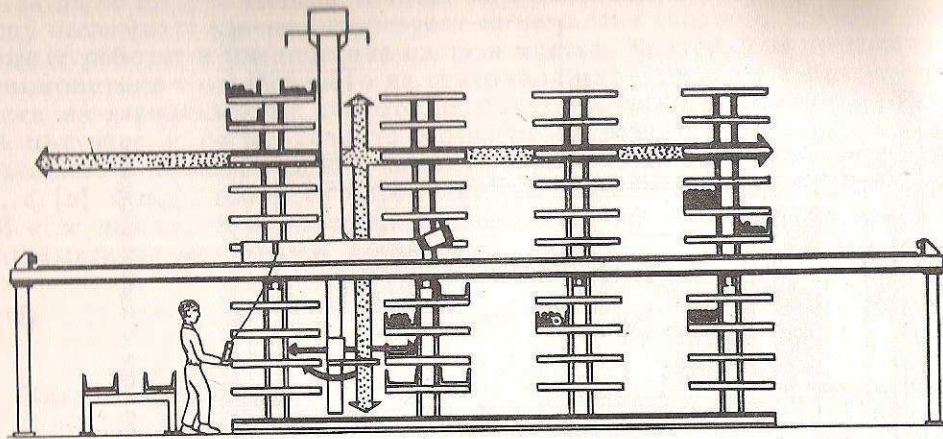
За палетизирани товари най-често се използват стоящи едноколонни трансманипулатори от тежък тип (фиг. 3.87 в) със смесено управление (ръчно и автоматично) за скорости на пътуване $v_L \leq 1,5$ m/s и със задължително автоматично управление при $v_L > 1,5$ m/s.

За дългомерни товари се използват нормални и специални трансманипулатори. Нормалните трансманипулатори са двуколонни (фиг. 3.87 г) и обслужват клетъчни стелажни с широки, но плитки клетки, в които дългомерните товари се складира надлъжно. Дългата страна на товара е успоредна на оста на коридора. Специалните трансманипулатори за дългомерни товари са за напречно складиране в клеткови стелажни (фиг. 3.89) и за надлъжно складиране в елховидни стелажни – портални трансманипулатори. Специалните трансманипулатори за напречно складиране често се съоръжават с технологични машини за рязане на дългомерни товари (циркуляри, ножици, резачки и др.), така че от склада се изнасят готови заготовки вместо цели дългомерни товари, част от които трябва да се връща в складовата клетка.

Трансманипулаторите имат специални осигурителни устройства и бло-



Фиг. 3.89. Специален трансманипулатор за напречно складиране в клетъчни стелажни – стелажни с дълбоки клетки



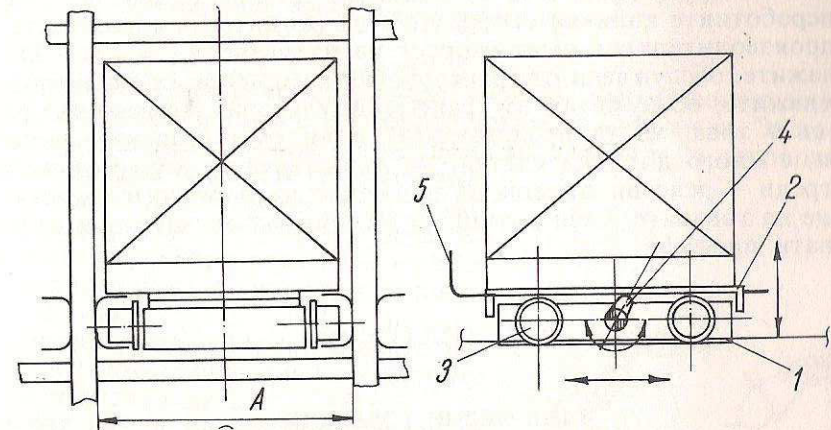
Фиг. 3.90. Портален трансманипулатор

кировки, по-важни от които са: блокиране на механизмите за пътуване и вдигане, когато работи механизмът за странично изнасяне; деблокиране на намалената скорост на механизма за вдигане, когато вилците са в крайно външно положение (дълбоко в стелажната клетка); предпазен съединител в механизма за изнасяне, който преплъзва, ако палетата не е влязла в отвора на стелажната клетка; ловители на товарната количка, които се задействуват, в случай че се разхлаби или скъса въжето или товарната количка се спуска с голяма (недопустима) скорост $v_{\text{недоп}} = (1,15 \div 1,40) v_n$ и др.

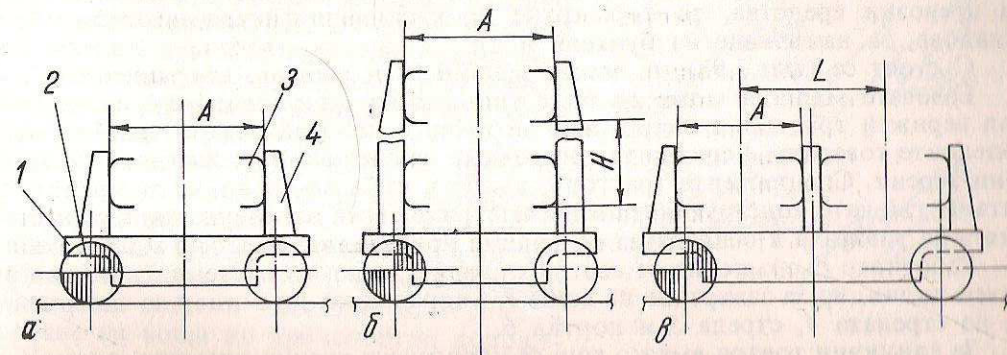
Както при щабел-крановете, така и при трансманипулаторите за степента на конструктивното съвършенство на металната конструкция и механизмите им се съди по времето на затихване на трептенията $t \leq 6 \div 8 s$, максималната амплитуда на трептенията $A \leq 40 \div 50 \text{ mm}$, честотата на трептенията $\nu \neq 3 \div 5 \text{ Hz}$ на работния орган и средните ускорения на механизма за пътуване $a = 0,2 \div 0,4 \text{ m/s}^2$.

При трансманипулаторите трите работни движения, необходими за пространственото преместване на товара, се постигат от три механизма, вградени в обемиста и тежка метална конструкция. За преместването на полезния товар се налага да се изразходва енергия за ускоряване и движение на големи „мъртви маси“ – масата на механизмите и металната конструкция, която е многократно по-голяма от полезния товар. Идеята за трансроботния комплекс е да се постигне пространствено движение на товара както при трансманипулаторите, но като за всяка посока на пространственото движение се използват отделни, малки, леки и бързоподвижни машини. Трансроботният комплекс се състои от една или няколко работни колички (фиг. 3.91), няколко транспортни колички (фиг. 3.92), асансьор и специален клетков стелаж.

Въвеждането на палетизирания товар в произволна клетка (тунелна клетка) протича в следната последователност: в изходно положение работната количка се вкарва под палетата, която предварително е поставена върху опорни греди; включва се механизмът за вдигане, вграден в работна-



Фиг. 3.91. Роботна количка



Фиг. 3.92. Транспортна количка

4. МАШИНИ И СЪОРЪЖЕНИЯ ЗА НЕПРЕКЪСНАТ ТРАНСПОРТ

4.1. ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ

Машините и съоръженията за непрекъснат транспорт се характеризират с това, че пренасяните от тях товари образуват по дължината на транспортното трасе един постоянно движещ се поток. При това този поток може да бъде непрекъснат (при насипни товари) или във вид на отделни, следващи една след друга порции. Основните характерни особености на машините за непрекъснат транспорт са постоянното транспортно трасе (със или без разклонения) и това, че при тях захранването и разтоварването стават без прекъсване на работното движение. Основните предимства на този вид машини са високата им производителност, резултат от принципа на тяхното действие, постоянният равномерен поток на транспортирания товар и постоянната им производителност независимо от транспортното разстояние.

Видове машини и съоръжения за непрекъснат транспорт. По принципа на действие и по някои конструктивни белези машините и съоръженията за непрекъснат транспорт могат да бъдат подразделени на:

- механични транспортъори с теглителен елемент;
- механични транспортъори без теглителен елемент;
- пневматични и хидравлични транспортни уредби;
- спомагателни съоръжения и устройства.

Характерна особеност на транспортъорите с теглителен елемент е движението на товара заедно с теглителния елемент. Към тази група спадат лентовите, верижните и въжевите транспортъори. Към механичните транспортъори без теглителен орган спадат гравитационните улеи и спускатели, ролковите и дисковите транспортъори, винтовите транспортъори, инерционните транспортъори и др. При тези транспортъори постъпателното движение на товара се реализира чрез въртливо или колебателно движение на работния механизъм на машината. При пневматичните и хидравличните транспортни уредби товарът се премества по тръбопровод с помощта на движещ се флуид (въздух, вода). Към съоръженията за непрекъснат транспорт се отнасят и различни спомагателни съоръжения и устройства: бункери, бункерни затвори, бункерни подаватели, дозатори, автоматични теглилки и др.

Освен по принципа на действие машините за непрекъснат транспорт могат да се класифицират и по вида на транспортното трасе (лежачо във вертикална равнина, в хоризонтална равнина или пространствено), по вида на транспортираните товари и т.н. Една по-подробна класификация на основните видове транспортъори е дадена в БДС 13945 – 77.

Изборът на подходяща машина за непрекъснат транспорт става по някои основни технически фактори, като вид и свойства на транспортираните товари, необходима производителност, вид на транспортното трасе и начин и място на захранване и разтоварване, характер на производствения процес и технологичните операции, които трябва да се извършат по време

на транспортирането, условия на експлоатация и др. Възможните от техническа гледна точка решения се подлагат на икономически анализ, въз основа на който се прави окончателната оценка и изборът на най-подходящия вариант.

Видове товари. Изборът на подходяща машина за непрекъснат транспорт се определя до голяма степен от вида на транспортирания товар. Товарите, обект на подемно-транспортна обработка, се разделят на единични и насипни.

Единичните товари се характеризират с масата или теглото си, с формата и основните си размери, с вида на опаковката, с качеството на опорната повърхнина на товара и с някои особени свойства, като температура, крехкост, пожароопасност, взривоопасност и др. Според начина на транспортирането единичните товари могат да се пренасят непосредствено от транспортъора или да бъдат обединени в уедрени товарни единици чрез използване на палети, кутии, касети, специални опаковки и др.

Насипните товари се състоят от късове с различна големина и форма и се съхраняват и транспортират в свободно насипно състояние. Те се характеризират с ограничена подвижност на частиците една спрямо друга. Физико-механичните свойства, които характеризират насипните товари, са:

Зърнометричен състав (едрина) на насипния материал се нарича количественото или процентното разпределение на различните по големина частици в общата маса на товара. Зърнометричният състав на насипните материали се определя чрез последователно пресяване през сита с намаляващи размери на отворите, като по този начин се получават фракции от различен клас. Големината на отделните частици (късове, зърна) се характеризира с техния най-голям линеен размер a . Даден насипен материал се състои от различни по големина късове, най-големите от които ще имат размер a_{\max} , а най-малките – a_{\min} . Степента на еднородност на насипните материали се определя от отношението $a_{\max} : a_{\min}$. Когато $a_{\max} : a_{\min} \leq 2,5$, материалът се приема за сортиран, а при $a_{\max} : a_{\min} > 2,5$ – за несортиран. Размерът на характерния къс a' се определя при сортираните материали по

$$a' = \frac{1}{2}(a_{\max} + a_{\min}), \text{ а при несортираните материали по } a' = 0,8a_{\max}, \text{ ако}$$

късовете с размер a_{\max} са до 10% от общото количество материал, и по $a' = a_{\max}$, ако са над 10%. Според размера на характерния къс a' насипните товари се класифицират по едрина в седем групи: особено едрокъсови (над 320 mm), едрокъсови (от 160 до 320 mm), среднокъсови (от 60 до 160 mm), дребнокъсови (от 10 до 60 mm), зърнести (от 0,5 до 10 mm), ситнозърнести (от 0,05 до 0,5 mm) и прахообразни (под 0,05 mm). Едрината на насипните материали е от съществено значение при определяне на минималните размери на носещите елементи на транспортъорите и на бункерните отвори.

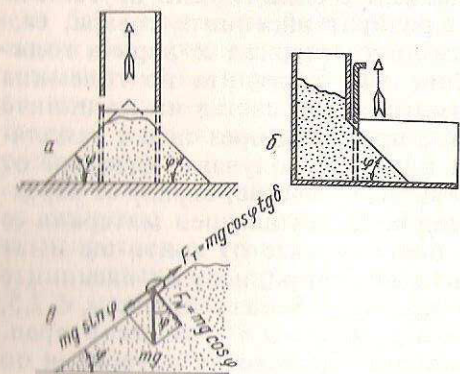
Плътноста на материала означава масата, съдържаща се в единица обем и се измерва обикновено в t/m^3 . Различават се специфична плътност ρ_s , представляваща отношението на сухата маса (изсушена при $105^\circ C$) към чистия обем на късовете (без пространствата, запълнени с въздух или вода между отделните късове), и обемна плътност ρ , представляваща масата, съдържаща се в единица обем от материала в свободно насипно състояние (обемът на късовете и порите между тях). Специфичната плътност е константен параметър за всеки материал и се използва само при изчисляване на хидравлични и пневматични транспортни уредби. Обемната плътност зависи от едрината на късовете, влажността и степента на уплътняване на материала и е важен параметър за определяне на масовата производител-

ност на транспортърите и някои от основните им размери. При изчисляване на съпротивления в транспортърите се използва понятието обемно тегло γ , измервано в kN/m^3 . Обемното тегло се определя чрез обемната плътност по зависимостта $\gamma = \rho g$, където g е земното ускорение. По обемната плътност насипните товари се разделят в 4 групи: леки (до $0,6 \text{ t/m}^3$), средно тежки ($0,6 - 1,1 \text{ t/m}^3$), тежки ($1,1 - 2 \text{ t/m}^3$) и много тежки (над 2 t/m^3).

Влажността на насипните материали е тяхното важно свойство. Различават се сухи (изсушени), естествено влажни (с хигроскопична влага), влажни (с външна влага) и мокри материали. Влажността променя обемната плътност, подвижността на материалите и условията на транспортиране, особено на товарене и разтоварване. Освен това тя действа и корозионно върху елементите на транспортъра.

Подвижността на насипните материали се определя основно от ъгъла на естествения откос при покой φ . Ъгълът φ се определя като ъгъл на наклона по отношение на хоризонталната равнина на стените на конуса

(фиг. 4.1), който се получава при свободно изсипване на насипния материал, изтичащ от цилиндър без дъно, който се издига бавно нагоре. При изсипване на материала от височина или при движение на хоризонталната равнина ъгълът на естествения откос намалява и се получава динамичният ъгъл на естествения откос $\varphi_d < \varphi$. При насипване на материала от височина 1 m се приема $\varphi_d = 0,7\varphi$. По големината на ъгъла на естествения откос φ насипните материали се подразделят на лесноподвижни ($\varphi \leq 30^\circ$), нормално подвижни ($30^\circ < \varphi \leq 45^\circ$), тежкоподвижни ($45^\circ < \varphi \leq 60^\circ$), много тежкоподвижни ($\varphi > 60^\circ$) и неподвижни (лепливи). За насипните материали е характерен и



Фиг. 4.1. Определяне на ъгъла на естествен откос на насипни материали

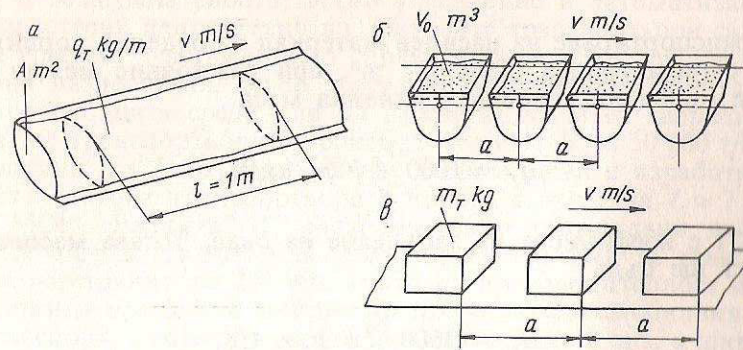
коэффициентът на вътрешно триене f , характеризиращ триенето при движение между самите частици на материала. Коэффициентът на вътрешно триене се определя от зависимостта $f = \text{tg} \delta$, където $\delta \leq \varphi$ е ъгълът на вътрешното триене. Коэффициентът на външно триене μ отчита съпротивленията при плъзгане на насипните материали по твърди повърхнини. Неговата стойност може да се определи ориентировъчно по $\mu = (0,75 \div 1,0)f$ и зависи от материала на повърхнината.

Абразивността на насипните материали отчита свойството им да износват повърхнините, с които контактуват. По степента на абразивност насипните материали се разделят на четири групи: *A* – неабразивни, *B* – слабоабразивни, *C* – средноабразивни и *D* – силноабразивни.

Слягане (улягане) е свойството на някои насипни материали да намаляват подвижността си при продължително престояване в натрупано състояние. Освен изброените по-горе физико-механични свойства насипните товари се характеризират още със своята лепливост, крехкост, корозионност, взриво- и пожароопасност и др.

Производителността на транспортърите се определя от количеството материал, пренасян за единица време през определено напречно сечение на транспортъра. Различават се масова производителност Π_m , измервана в

t/h , обемна производителност Π_v , измервана в m^3/h , и производителност при пренасяне на единични товари Π_z , измервана в h^{-1} (броя товари в час). Това са т.нар. теоретични или изчислителни производителности. Експлоатационната (действителната) производителност е по-малка от теоретичната, което се дължи на престои и непълно натоварване на транспортъра в процеса на работата, предизвикани от технически и организационни причини.



Фиг. 4.2. Схеми за определяне на производителността

В зависимост от вида на транспортъра насипните материали се транспортират в непрекъснат поток (фиг. 4.2 а) или на отделни порции, движещи се на определено разстояние една от друга (фиг. 4.2 б). Единичните товари се транспортират положени или окачени на определено разстояние един от друг (фиг. 4.2 в). Масовата производителност при насипни товари, транспортирани в непрекъснат поток, се определя по

$$(4.2) \quad \Pi_m = q_T \cdot v, \text{ kg/s} \text{ или } \Pi_m = 3,6 q_T \cdot v, \text{ t/h},$$

където q_T , kg/m , е линейната маса на товара (равномерно разпределена маса на товара за единица дължина на транспортъра); v , m/s – скоростта на движение на товара.

Ако A , m^2 , е лицето на напречното сечение на материала, а ρ , t/m^3 – обемната му плътност, масовата производителност може да се определи по

$$(4.3) \quad \Pi_m = 3600 \cdot A \cdot \rho \cdot v, \text{ t/h}.$$

Вместо масовата производителност Π_m , t/h , в някои случаи е удобно да се работи с тегловната производителност Π_N , измервана в N/s или kN/h . В този случай

$$(4.4) \quad \Pi_N = q_T \cdot g \cdot v, \text{ N/s}, \text{ или } \Pi_N = 3,6 q_T \cdot g \cdot v, \text{ kN/h},$$

където g е земното ускорение. Тогава формула (4.3) може да се представи във вида

$$(4.5) \quad \Pi_N = A \cdot \gamma \cdot v, \text{ kN/s}, \text{ или } \Pi_N = 3600 A \cdot \gamma \cdot v, \text{ kN/h},$$

където γ е обемното тегло в kN/m^3 .

Тъй като между масовата и обемната производителност съществува зависимостта

$$(4.6) \quad P_m = P_v \cdot \rho,$$

за обемната производителност (дебита) се получава

$$(4.7) \quad P_v = 3600 A \cdot v, \text{ m}^3/\text{h}.$$

При транспортиране на насипен материал на отделни порции в съдове (кофички) с геометричен обем V_0 , m^3 , при разстояние между тях a , m , може да се определи условната линейна маса

$$(4.8) \quad q_\tau = 1000 \frac{V_0}{a} \psi \cdot \rho, \text{ kg/m},$$

където $\psi \leq 1$ е коефициент на запълване на съда. Тогава масовата производителност ще бъде

$$(4.9) \quad P_m = 3600 \frac{V_0}{a} \psi \cdot \rho \cdot v, \text{ t/h},$$

а обемната производителност –

$$(4.10) \quad P_v = 3600 \frac{V_0}{a} \psi \cdot v, \text{ m}^3/\text{h}.$$

При транспортиране на единични товари с маса m_τ , kg на разстояние a m , един от друг условната линейна маса е

$$(4.11) \quad q_\tau = \frac{m_\tau}{a}, \text{ kg/m}$$

и тогава за масовата производителност се получава

$$(4.12) \quad P_m = 3,6 \frac{m_\tau}{a} v, \text{ t/h}.$$

Часовата производителност в този случай ще се определи по израза

$$(4.13) \quad P_z = 3600 \frac{v}{a}, \text{ h}^{-1}.$$

4.2. ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

Лентовите транспортъори са най-разпространените машини за непрекъснат транспорт. Използват се най-често за пренасяне на насипни и по-рядко – на единични товари по хоризонтални, наклонени и комбинирани (съставени от редуващи се хоризонтални, издигащи се и спускащи се участъци) трасета. Намират приложение практически във всички сфери на стопанството – добивната, химическата и хранително-вкусовата

промишленост, металургията и машиностроенето, строителството и селското стопанство и др. Срещат се като самостоятелно работещи машини, като съставни елементи на транспортни и технологични системи, като градивни елементи на сложни машини – роторни багери, товарачи с непрекъснато действие и др.

Основните предимства на лентовите транспортъори са: голяма производителност и транспортна дължина, малки енергийни и експлоатационни разходи, проста и евтина конструкция, голяма експлоатационна надеждност, безопасна и безшумна работа, лесно управление и автоматизация и др.

По-съществени недостатъци на лентовите транспортъори са ограничен наклон на трасето, чувствителност спрямо високи температури, химически и абразивни въздействия, скъпо струващо капсулиране (защита на транспортъора от околната среда или на околната среда от запрашаване).

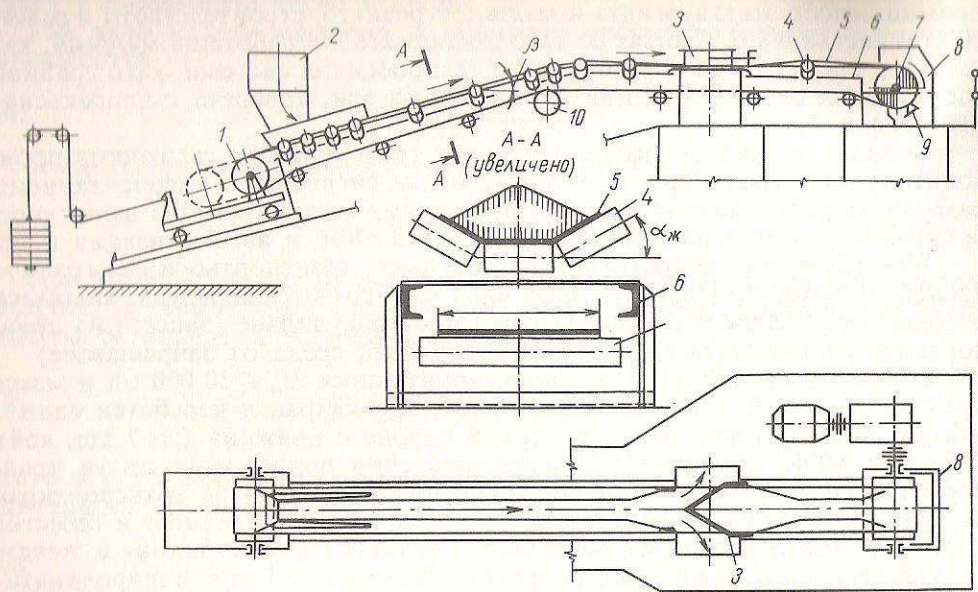
Строят се транспортъори с производителност $P_m \leq 30\,000$ t/h и максимална дължина $L \leq 5$ до 15 km . У нас е проектиран и изработен един от най-дългите лентови транспортъори в Европа с дължина $L \approx 7$ km , който работи в МОК „Елаците“. С последователно подреджани дълги транспортъори се изграждат модерни транспортни системи за транспортиране на руда на разстояние до 200 km , които по производителност и себестойност на единица преместен материал конкурират автомобилния и железопътния транспорт. Скоростта на лентата достига до 8 m/s , а широчината – до $3,0$ m . С обикновени ленти се преодоляват наклони до $18 - 20^\circ$, а със специални ленти и специални изпълнения на транспортъорите – до $80 - 90^\circ$.

На лентовите транспортъори може да се направи следната класификация:

- според връзката им с местността: стационарни, местими, возими и плаващи (на понтони);
- според предназначението и конструкцията им: универсални (с общо предназначение и традиционна конструкция) и специални (със специално предназначение и конструкция);
- според типа на лентата: с гумено-текстилна, със стоманена, с мрежеста и с текстилна лента;
- според трасето: хоризонтални, наклонени и комбинирани;
- според профила на лентата в напречен разрез: с прав и с коритообразен профил на лентата.

4.2.1. УНИВЕРСАЛНИ ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

Универсалният лентов транспортъор (фиг. 4.3) се състои от безкрайна лента 5, която се задвижва от барабана на задвижващата станция 7 и се опъва от барабана на опъвателната станция или устройство 1. Между дната барабана лентата се поддържа от ролкови опори 4 и отклонителен барабан 10. Насипният материал се подава от захранващо устройство 2, което калибрира и центрира материалния поток по работния клон на лентата. В някои случаи лентовият транспортъор може да има две и повече захранващи устройства. Разтоварването му става принудително – в избрано място по трасето – чрез специално разтоварващо устройство 3 или гравитационно в края на лентата. Събирателният улей 8 насочва материалния поток към мястото на разтоварване – бункер, друг транспортъор, насип и т.н. Когато се пренасят лепкави материали, е необходимо да се постави устройство за почистване на лентата 9. Лентовият транспортъор има носеща конструкция 6 от пръти, тръби или ламаринени профили, на



Фиг. 4.3. Схема на универсален лентов транспортър

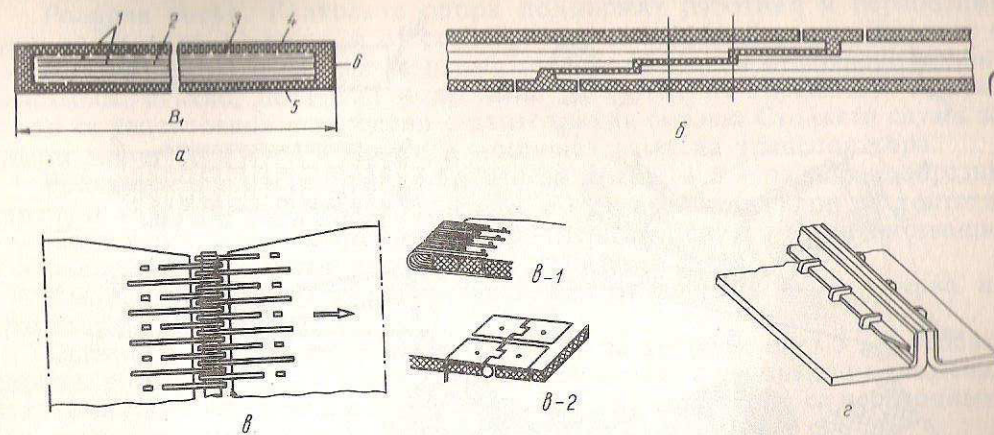
която се монтират съставните елементи на транспортъора.

Елементите и възлите на лентовите транспортъори са обект на дългогодишно изследване и разработки. За много от тях съществуват типови редове, утвърдени стандарти и нормали. По-долу са разгледани най-често срещаните конструктивни разновидности на елементи и възли на лентови транспортъори и техните технически и експлоатационни характеристики.

Транспортни ленти. Транспортната лента изпълнява едновременно функциите на теглец и носещ товара елемент в лентовия транспортър. Оттук произтичат основни изисквания към нея: да бъде яка, износоустойчива и лека; да има малки надлъжни удължения, голяма напречна еластичност (гъвкавост) и голям коефициент на триене. В специални случаи от лентата се изисква допълнително да бъде топло-, студо-, маслоустойчива или устойчива на други химически агресивни среди и материали, да не съдържа арсен, олово, живак, барий и други вредни за здравето химически елементи, ако лентата пренася неупаковани хранителни продукти и др.

Транспортните ленти биват гумено-текстилни, гумено-въжени; ленти от синтетични материали; текстилни, стоманени, мрежови ленти; ленти за голям наклон и др.

В универсалните транспортъори се използват предимно гумено-текстилни ленти. Те се състоят (фиг. 4.4 а) от определен брой ($i = 2 \div 12$) текстилни вложки 1, свързани неподвижно помежду си чрез вулканизиране с междинния гумен слой 2. Така полученият пакет е носещото ядро на лентата, което, за да се предпази от навлажняване, загняване и абразивно износване, се облицова. Облицовката се състои от предпазна тъкан 3, странични кантове 6, горен 4 и долен протектор 5. Предпазната мрежеста тъкан защитава носещото ядро от въздействието на падащите по-едрокъсови материали. Протекторите и кантовете се изработват от износоустойчива гума: клас А – за силно абразивни или едрокъсови материали, клас В – за



Фиг. 4.4. Устройство и начин на свързване на гумено-текстилни ленти

средно абразивни или дребнокъсови материали, и клас В – за слабо абразивни или ситнозърнести материали. Дебелината на горния (работния) протектор в зависимост от абразивността, едрината, височината на падане на материала и др. се избира в граници от 1,0 до 10 mm, а на долния – от 1 до 4 mm. В зависимост от температурата на пренасяния материал се произвеждат протектори за нормални температури (от -20 до $+60^\circ\text{C}$), за ниски температури (до -45°C) и за високи температури (до $+130^\circ\text{C}$ при продължителна работа и до $+150^\circ\text{C}$ при краткотрайна). Вложките се изработват от специална по структура тъкан от памук, найлон, перлон, видлон и др. При високи температури те се екранират с азбестов плат. Широчината на лентата $B = 0,3 \div 3,0$ m през определена стъпка е стандартизирана. Дебелината на лентата – сумата от дебелините на вложките и протекторите, е желателно да бъде по-малка.

По време на работа вложките и протекторите поемат опънови усилия, обратнопропорционални на модула на линейната им деформация, т.е. опъновото усилие се поема изключително от текстилните вложки (носещото ядро). Максималното допустимо работно усилие в лентата се определя по

$$(4.14) \quad F_{\max} \leq \frac{F_{\text{разр}}}{K} = \frac{Bi\sigma}{K}, \text{ kN},$$

където F_{\max} и $F_{\text{разр}}$ са съответно максималната работна и разрушаващата сила в лентата, kN;

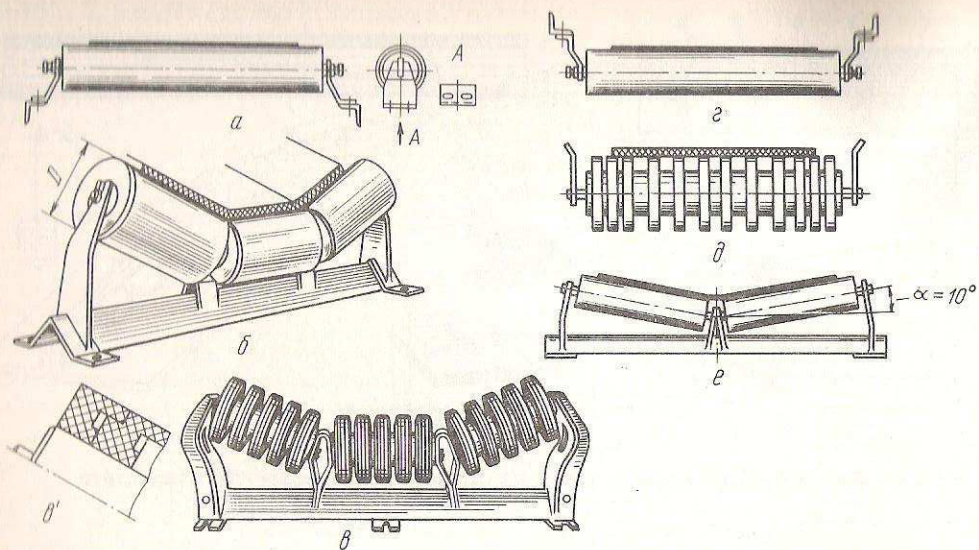
B е широчината на лентата, m;

σ – линейната якост на една текстилна вложка, kN/m;

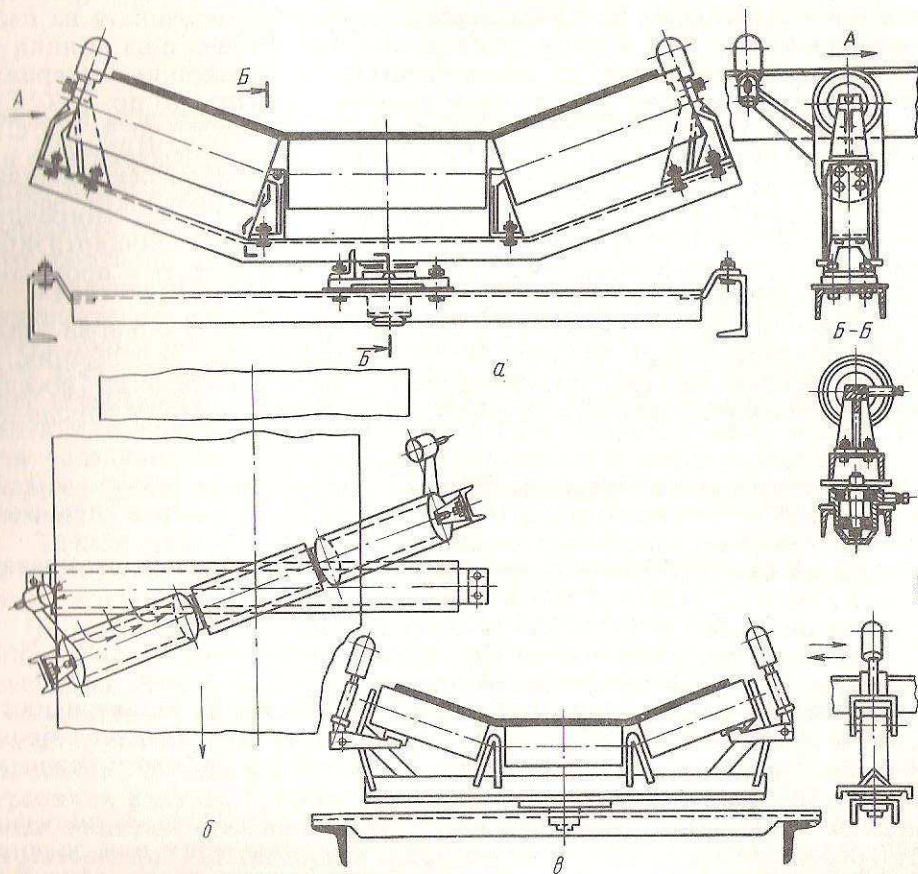
K – коефициент на сигурност.

За използваните у нас ленти $\sigma = 55 \div 400$ kN/m в зависимост от материала на вложките, а $K = 9 \div 13$ се избира в зависимост от броя на вложките, вида на съединението на лентата, вида на трасето и режима на работа на транспортъора.

Лентите се доставят навити на рула с дължина до 200 m. За получаване на безкрайна лента се правят съединения с вулканизация или залепване (фиг. 4.4 б), със специални скоби (фиг. 4.4 в) или клинови връзки (фиг. 4.4 г).



Фиг. 4.5. Ролкови опори



Фиг. 4.6. Центриращи ролкови опори

a и *б* – за неревърсивни транспортъри; *а* – за реверсивни транспортъри

Ролкови опори. Ролковите опори поддържат работния и неработния клон на лентата. Състоят се от стойки и определен брой ролки. Ролките с диаметър $D_p \approx 100 + 200 \text{ mm}$ се изработват от безшевни стоманени тръби, пластмаса, стъкло, порцелан и др. и се лагеруват на търкалящи лагери, които са капсуловани и заредени с дълготрайна смазка. Стойката служи за пръзка между осите на ролките и носещата рама на транспортъра.

Ролковите опори са (фиг. 4.5): *a* – за прави, и *б* – за коритообразни ленти; *a*, *б*, *в* – за работен клон, и *г*, *д*, *е* – за неработен клон на лентата; *б* – обикновени, и *в* – амортизиращи; *д* – почистващи, и *г* – непочистващи; *б* – нецентриращи и центриращи.

Амортизиращи ролки се поставят под захранващите устройства на транспортъра.

Центриращите ролкови опори (фиг. 4.6) се поставят през 5 ÷ 6 нецентриращи ролкови опори и имат за задача да върнат в централно положение отклонилата се вляво или вдясно лента. Центриращи опори са необходими, ако транспортърът е по-дълъг от 40 m.

При разполагане на ролковите опори по трасето на транспортъра е задължително да се спазват принципите и съотношенията, показани на фиг. 4.7. Основната стъпка t_p – разстоянието между две съседни работни ролкови опори – е различна за единични и насипни материали, пренасяни от транспортъра. За насипни материали $t_p = 1,0 \div 1,5 \text{ m}$ в зависимост от насипното тегло и широчината на лентата ($t_p = 1,0 \text{ m}$ за широки ленти и товари с голямо насипно тегло). За единични товари с маса $m \leq 25 \text{ kg}$ $t_p = 1,0 \div 1,4 \text{ m}$, а за товари с $m > 25 \text{ kg}$ – $t_p \approx 0,4 \div 0,5 \text{ m}$, но не по-голяма от 0,45 L (L – дължината на товара). В неработния клон стъпката е по-голяма ($t_{p2} = 2t_p$), а в местата на товарене и в криволинейните участъци – по-малка от основната стъпка ($t_{p1} = 0,5t_p$).

В редки случаи, когато се пренасят леки товари с много малка скорост и се изисква плавен ход на лентата, се правят транспортъри без ролкови опори. При тях лентата се поддържа от плъзгачи.

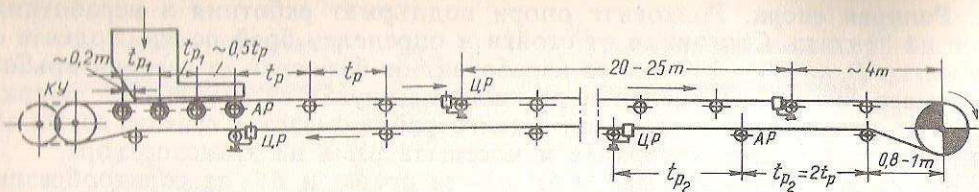
Барабани. Барабаните служат за изменение посоката на движение на лентата. Те се делят на задвижващи (фиг. 4.8 *a*) и неподвижни (фиг. 4.8 *б*). Задвижващите барабани предават чрез триене двигателната сила на лентата. Неподвижните барабани от своя страна биват с неподвижна и с преместваща се в пространството ос. Първите отклоняват посоката на лентата и се наричат отклонителни, а вторите са съставна част на опъвателните станции и се наричат опъвателни.

Според технологията на изработване барабаните биват лети и заварени. Работната им повърхнина е цилиндрична в средата и конусна в двата края. Конусността ($\approx 1\%$) осигурява добро центроване на лентата. В някои случаи работната повърхнина на задвижващите барабани се облицова с гума, керамика и други трифрикционни материали с цел да се увеличи коефициентът на триене между барабана и лентата. При работа с лепкави материали работната повърхнина на отклонителните барабани, която контактува с лицевата повърхнина на лентата, се перфорира.

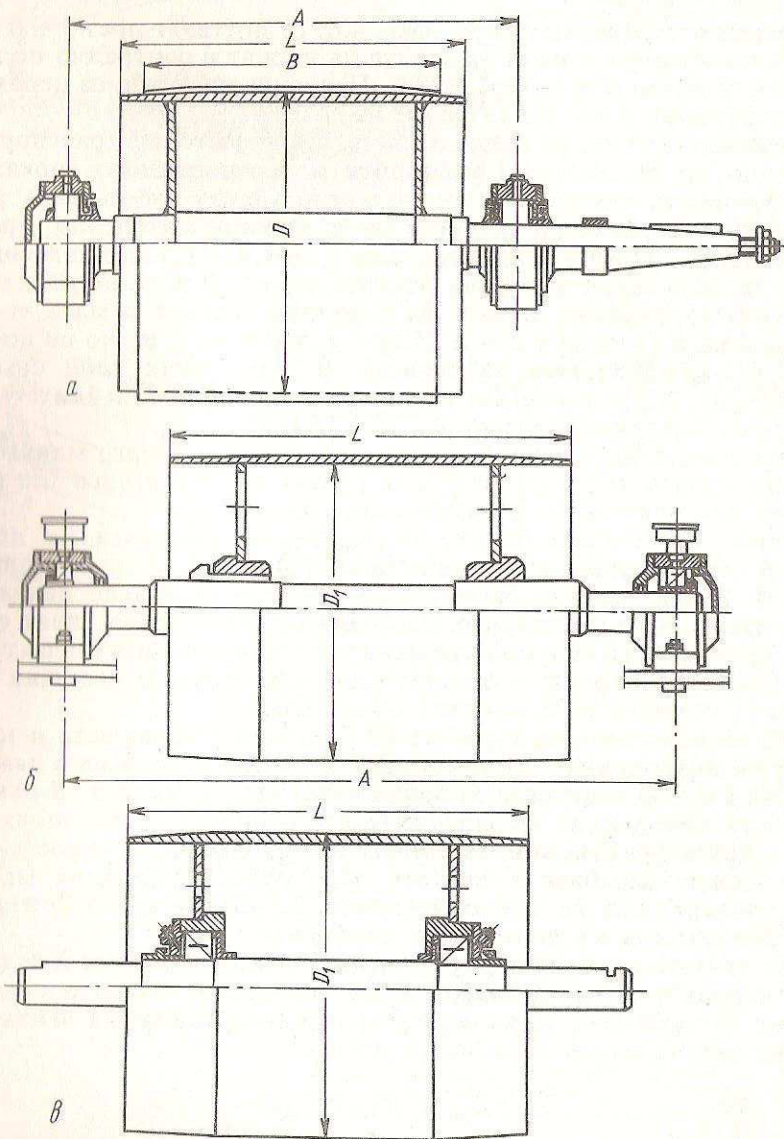
Когато лентата се огъва върху барабана, между вложките ѝ се появяват срязващи напрежения, които са толкова по-големи, колкото по-малък е диаметърът на барабана. За да се осигури дълготрайност на лентата, диаметърът на задвижващия барабан се избира

$$(4.15) \quad D_{дб} = Ki, \text{ m,}$$

където $K = 0,125 + 0,2$ е коефициентът, зависещ от типа на лентата;



Фиг. 4.7. Разполагане на ролковите опори по трасето на транспортъора
ЦР - центриращи; ПР - почистващи; АР - амортизиращи



Фиг. 4.8. Барабани за лентови транспортъори

i - броят на вложките.

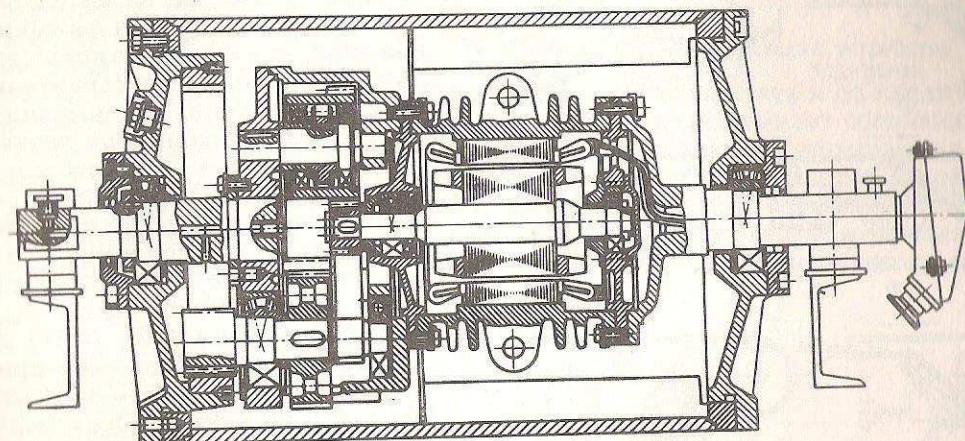
Диаметрите на незадвижващите барабани се намаляват с $20 \div 25\%$, ако ъгълът на опасването им $\alpha \geq 180^\circ$, и с $35 \div 40\%$, ако $\alpha \leq 90^\circ$.

Дължината на барабана е с $0,1 \div 0,2$ m по-голяма от широчината на лентата.

Задвижващи станции. Задвижващата станция на лентов транспортъор се състои от задвижващ барабан, мотор-редукторна група със спирачка и рама. Мотор-редукторната група може да задвижва барабана директно, като се използва редуктор с кух изходящ вал, или индиректно, като се използва съединител или верижна предавка.

В дълги и тежко натоварени транспортъори между двигателя и редуктора вместо еластичен съединител се използва хидравличен, електромагнитен или друг специален съединител за оптимизиране на пусковите процеси. Аналогичен ефект се постига и с използване на специално регулируеми електрически задвижвания.

В къси и леко натоварени транспортъори вместо класическите задвижващи станции се използват мотор-барабани (фиг. 4.9).



Фиг. 4.9. Мотор-барабан

1 - барабан; 2 - редуктор; 3 - електромотор; 4 - електрозахранване

За еднобарабанно (фиг. 4.10 а) и двубарабанно задвижване (фиг. 4.10 б, в, г), като се има предвид законът на Ойлер

$$(4.16) \quad F_{вх} = F_{изх} e^{\mu\alpha},$$

където $F_{вх}$ и $F_{изх}$ са съответно опънните сили във входящия и изходящия клон на лентата;

μ е коефициентът на триене между барабана и лентата;
 $\alpha = \alpha$ или $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ - ъгълът на опасване на лентата,
се получава максималната периферна сила, която барабанът може да предаде на лентата:

$$(4.17) \quad F_0 = F_{вх} - F_{изх} = F_{изх} (e^{\mu\alpha} - 1).$$

За еднобарабанно задвижване с притискаща ролка (фиг. 4.10 д) от

закона на Ойлер

$$(4.18) \quad F_{\text{вх}} = (F_{\text{изх}} + \mu N) e^{\mu\alpha}$$

и след заместване в (4.17) се получава

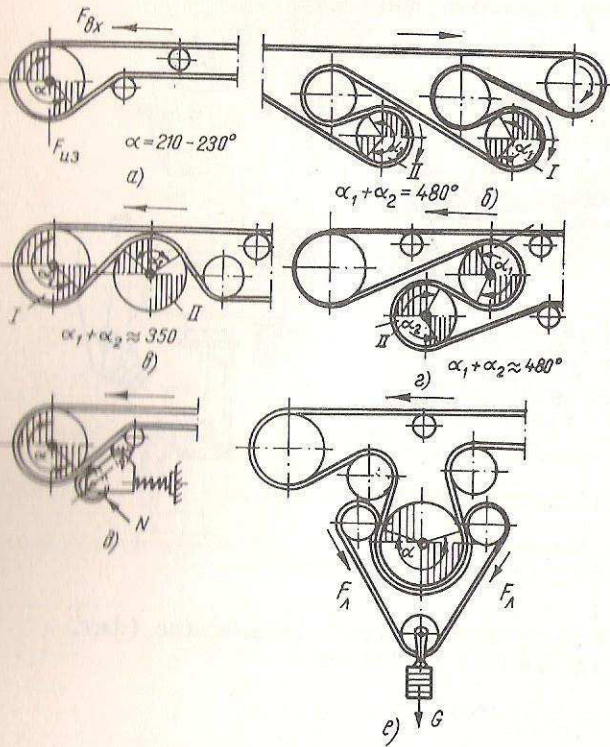
$$(4.19) \quad F_0 = F_{\text{изх}}(e^{\mu\alpha} - 1) + N\mu e^{\mu\alpha}.$$

За еднобарабанно задвижване с притискаща лента (фиг. 4.10 е) от закона на Ойлер

$$(4.20) \quad F_{\text{вх}} + F_{\text{л}} = (F_{\text{изх}} + F_{\text{л}}) e^{\mu\alpha}$$

и след заместване в (4.17) се получава

$$(4.21) \quad F_0 = (F_{\text{изх}} + F_{\text{л}}) (e^{\mu\alpha} - 1).$$



Фиг. 4.10. Схеми за задвижване на лентов транспортър

където M е огъващият момент от лентата и товара, Nm ;

F_{min} – най-малката опънова сила в работния клон на лентата, N .

При пресмятане на силата, която създава опъващото устройство (вж. т. 1.4.3), следва да се има предвид, че тя трябва да удовлетвори едновременно изискването за получаване на $F_{\text{вх}}$ и F_{min} .

В зависимост от силата, която се получава в опъващото устройство от удължението на лентата, което за избраната лента зависи от дължината и модула на линейната ѝ деформация, се избира видът на опъващото устрой-

Най-прости и евтини са еднобарабанните задвижвания. Когато с тях не може да се предава необходимата периферна сила, се използват по-сложните и по-скъпи двубарабанни и еднобарабанни задвижвания с притискаща ролка или лента.

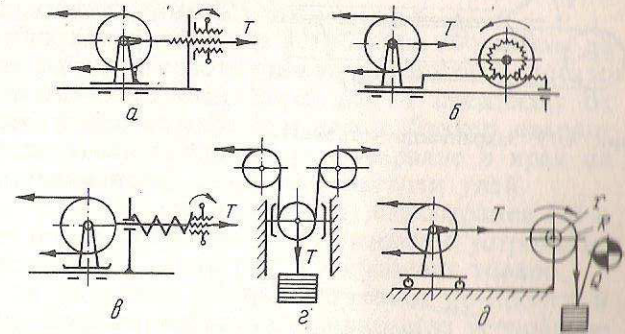
Опъвателни устройства. Опъвателните устройства в лентовите транспортъри се поставят по две причини: 1 – за да се създаде необходимата постоянна опънова сила $F_{\text{вх}}$ (от формулите (4.17), (4.19) и (4.21) е очевидно, че при $F_{\text{вх}} = 0$ и $F_0 = 0$); 2 – за да се намали провисването на лентата между ролковите опори. От теорията на тежките нишки е известно, че провисването в средата на нишката е

$$(4.22) \quad f = \frac{M}{F_{\text{min}}} < [f] = (0,025 \div 0,03) t_{\text{пр}}$$

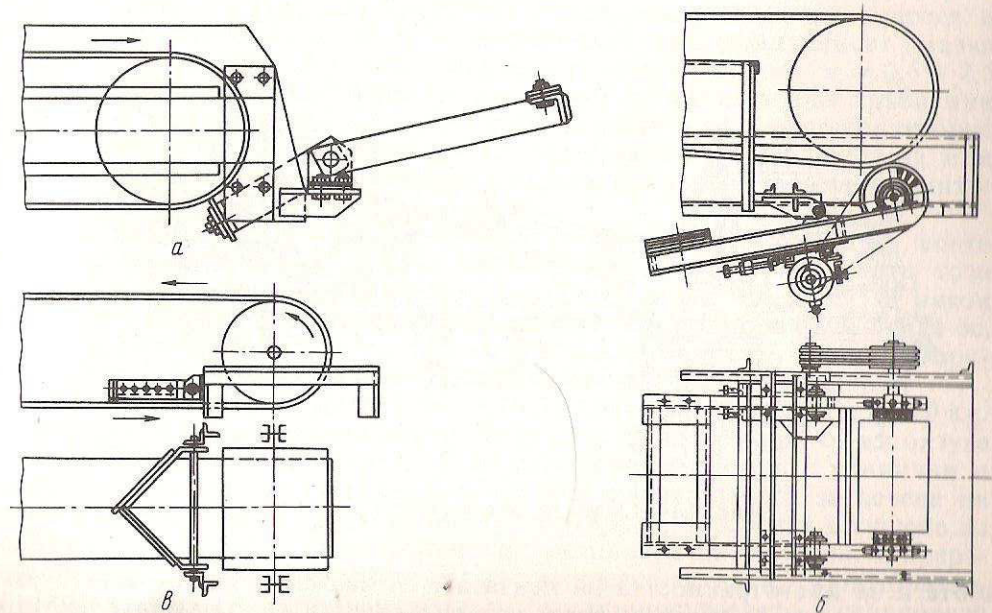
ство (фиг. 4.11). За малки удължения – до $0,8 \div 1,0$ m, са подходящи винтово (а), рейково (б) или винтово-пружинно (в) опъващо устройство. За по-големи удължения са подходящи опъващи устройства с тежест (г) или с опъваща лебедка, която се управлява от микропроцесорна система и създава променлива опънова сила в лентата по време на пусковия процес и при вариации в натоварването.

При голям ход на опъвателния барабан (фиг. 4.11 д) и при ограничен път на тежестта се използват комбинирани опъвателни устройства с тежест и лебедка, която периодично скъсява въжето на окачването на тежестта.

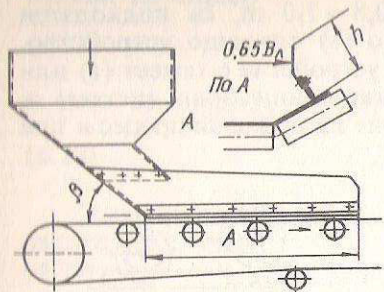
Устройства за почистване. След разтоварването на насипния материал по работната повърхнина на лентата остават полепнали частици. Те трябва да се почистят, защото съществува опасност да попаднат върху неработната повърхнина на лентата и да предизвикат наранявания на долния протектор и вложките, да намалят сцеплението между задвижващия барабан и лентата, да предизвикат наранявания на горния протектор и вложките при преминаване на лентата през отклонителните барабани и опорните ролки, да полепнат върху опорните ролки и отклонителните барабани и да причинят странично изместване и разкъсване на лентата, да се посипят по дължината на трасето на транспортъра и да



Фиг. 4.11. Схеми на опъвателни устройства



Фиг. 4.12. Устройства за почистване на лентата



Фиг. 4.13. Захранващо устройство

създават трудности по почистването.

Съществува множество от устройства за почистване на лентите и на барабаните. На фиг. 4.12 са показани най-употребяваните устройства за почистване. От тях за нелепкави материали се използват гребловата чистачка (а) за работната повърхнина и (б) за неработната повърхнина на лентата, а за лепкави – роторната чистачка (в). По принцип колкото по-лепкав е материалът, толкова по-сложно и по-скъпо е устройството за почистване. Почистването на много лепкави материали продължава да бъде нерешен проблем.

Захранващи устройства. За правилната

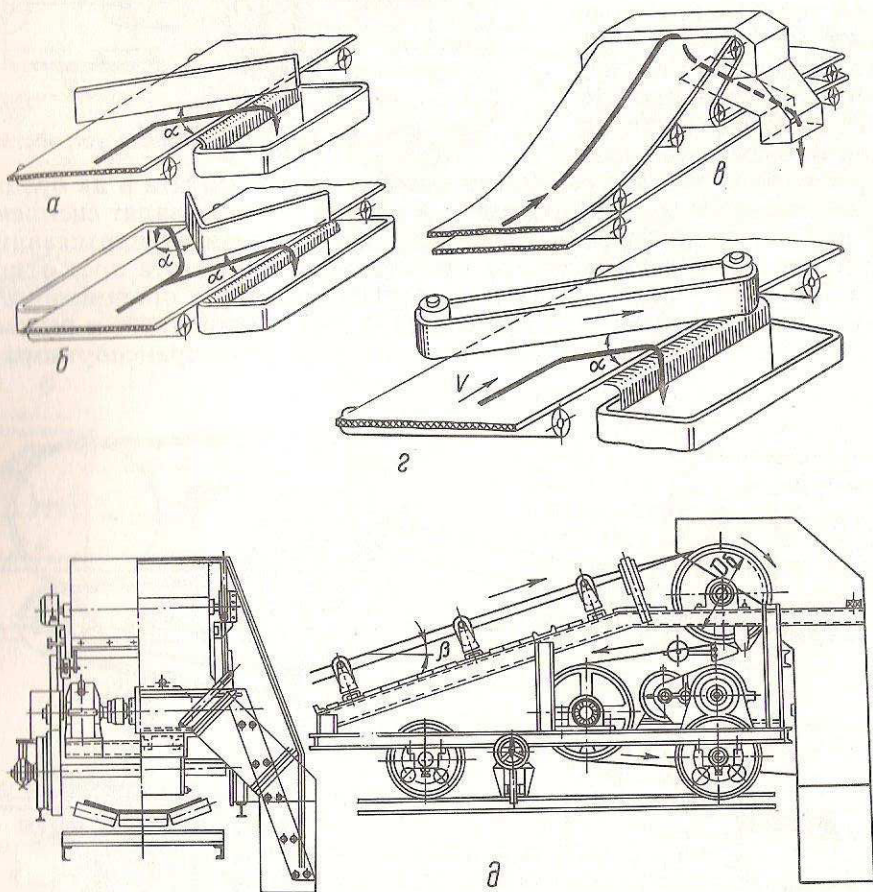
близка до тази на лентата, да калибрира материалния поток, за да не се надвишава изчислената производителност, и да центрира материала по надлъжната ос на транспортъора, за да не се получава странично изместване на лентата.

На фиг. 4.13 е показано устройство за захранване на транспортъор от бункер. За нормалната му работа е необходимо да се спазят следните препоръки (изисквания): $\beta \geq \rho + 10 \div 15^\circ$ (ρ – ъгъл на триене между стената и материала); $l \geq 1,75 \div 2,0$ m и $h > 0,20 \div 0,25$ m.

Разтоварващи устройства. От разтоварващите устройства се изисква да отделят материалния поток от работната повърхнина на лентата, когато разтоварването става по трасето на транспортъора; да го предпазят от разпиляване и да го насочат с помощта на улеи към насип, бункер, захранващо устройство на друг транспортъор и т.н. За разтоварване в края на транспортъора е достатъчно да се направи само събирателен улей.

За разтоварване по трасето се използват (фиг. 4.14) едностранен (а) и двустранен (б) плугов разтоварител, двубарабанно разтоварващо устройство (в), за насипни товари и разтоварваща лента (г) за единични товари.

Плуговите разтоварители за разлика от барабанните са по-прости и по-евтини, но износват лентата. Двубарабанното разтоварващо устройство е подходящо за разтоварване само в определено място (над бункер, лента и др.). Когато е необходимо разтоварване на произволно място по трасето, двубарабанното разтоварващо устройство се монтира на количка (фиг. 4.14 д) и се получава т.нар. разтоварваща количка. Тя се движи по релсов път или със собствен механизъм за пътуване или от лентата.



Фиг. 4.14. Схеми на разтоварващи устройства

работа и за дълготрайността на лентата е от значение захранващото устройство да може да погасява енергията на удара на постъпващите частици от насипния материал, да създаде скорост на постъпване на частиците,

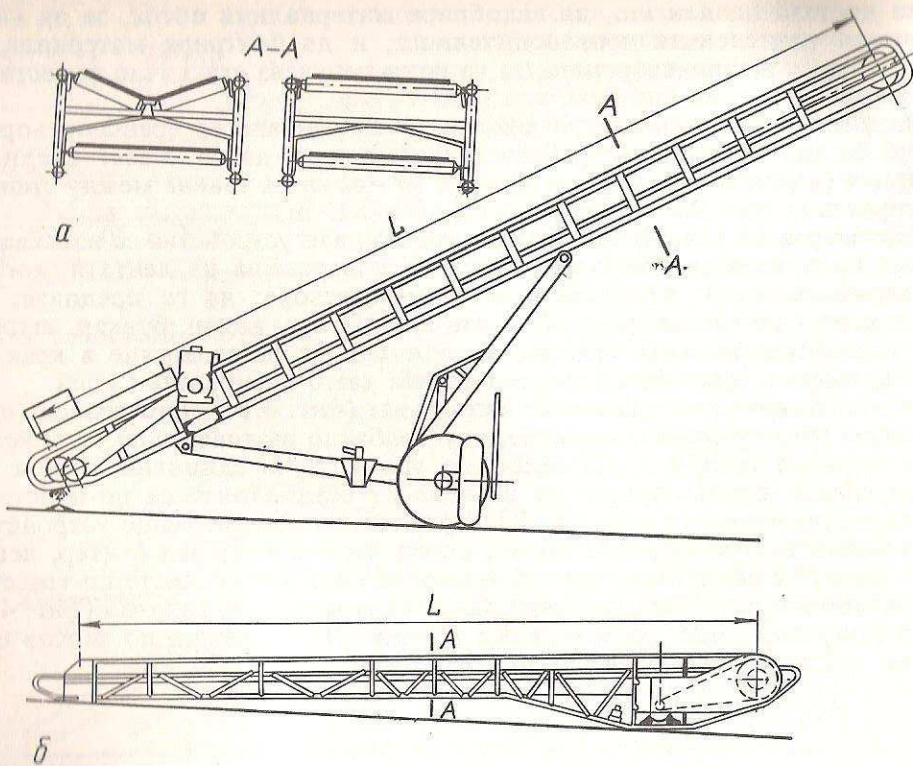
4.2.2. СПЕЦИАЛНИ ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

Возими и преносими лентови транспортъори. Този вид транспортъори се използват за къси транспортни разстояния ($L \leq 20$ m) при товарно-разтоварни работи на превозни средства, в складови стопанства, леярски и други цехове. Типично за тях е, че имат малка производителност (малка ширина на лентата $B = 400 \div 600$ mm и малка скорост $v = 0,5 \div 2,5$ m/s). Носещата им конструкция се изпълнява от тънкостенни тръби или профили, а задвижването им – с мотор-барабан или мотор-редукторна група, която е прибрана в тялото на конструкцията и чрез верижна или ремъчна предавка задвижва барабана. Опъвателното им устройство е винтово. Захранването им най-често е ръчно.

Возимите транспортъори (фиг. 4.15 а) се изпълняват с колесарка, която позволява да се регулира ъгълът на наклона. За нормални ленти този наклон е $\beta \leq 20^\circ$, а за профилирани, оребрени ленти – $\beta \leq 30^\circ$. В някои конструкции колелата могат да се завъртат на 90° спрямо вертикалната ос, с което се подобрява маневреността им – транспортъорът може да се придвижва надлъжно или напречно на надлъжната си ос.

Местимите транспортъори (фиг. 4.15 б) имат малка маса – $m \leq 100$ kg.

Транспортъори с метална лента. Този вид транспортъори се използват за механизизиране на транспортни и технологични операции с единични и насипни материали: в хранително-вкусовата промишленост за печене на хлебни и сладкарски изделия, за миене, сортиране, обработка и сушене на плодове и зеленчуци и др.; в химически, металургични, добивни и преработващи предприятия – за транспорт на химически активни, силноабразивни, нагreti, лепкави и други материали; в машиностроенето и складовите стопанства – за транспорт на тежки единични товари с остри ръбове



Фиг. 4.15. Леки лентови транспортъри
а – возими; б – местими

и др.; в обществения транспорт – като подвижни тротоари вместо ескалатори.

Лентите се изработват чрез валцуване от въглеродна стомана 65Т и 85Т или от неръждаема стомана 1Х18Н9 с дебелина $\delta = 0,6 \div 1,2$ mm. Доставят се на рула с широчина $B = 400 \div 1200$ mm. По-широки платна (до 7,0 m) се получават с надлъжно занитване на няколко ленти. Безкрайни платна се получават с препокриване и нитови съединения на лентата. Металните ленти са напречно корави и с тях не могат да се получават коритообразни сечения на работния клон на транспортъра. Опорните им ролки са прави цилиндрични или съставени от дискове (3 – 4 бр.) с диаметър $D_p = 200 \div 250$ mm. Диаметрите на барабаните за стоманени ленти се пресмятат по

$$(4.23) \quad D = (800 \div 1200) \delta \text{ mm},$$

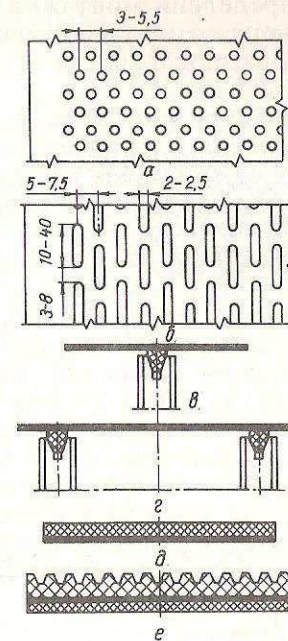
където δ е дебелината на лентата, mm.

Малките стойности от (4.23) са за дълги транспортъри с по-малка скорост, а големите – за обратния случай.

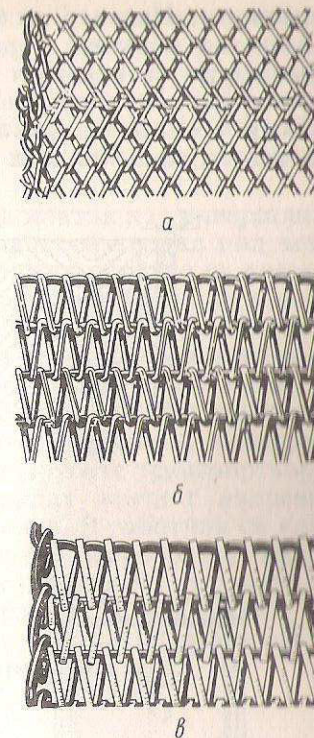
С тези обикновени метални ленти се строят транспортъри със скорост $v \leq 1,0$ m/s, ъгъл на наклона $\beta \leq 12 \div 16^\circ$ и температура на товара $t \leq 500^\circ\text{C}$.

За други условия се произвеждат специални ленти (фиг. 4.16), от които а и б – ленти с отвори, предназначени за сушилни, миячни, хлебопекарни и други инсталации; в и г – ленти с вулканизирани надлъжни клиновидни водачи, които позволяват на лентата да се центрира по-добре и да се олекоти конструкцията на транспортъра, като се заменят барабаните с леки профилни ролки; д и е – ленти с вулканизирана към тях едностранна и двустранна облицовка за подвижни тротоари.

Общо транспортърите с метални ленти са перспективни, тъй като стоманената лента е с около 30% по-лека и около 5 пъти по-евтина от гумено-текстилната.



Фиг. 4.16. Специални стоманени ленти



Фиг. 4.17. Мрежести ленти с различни плетки

Транспортъри с мрежести ленти. Тези транспортъри са подходящи за единични дребнокъсови материали, които са абразивни, мокри, нагreti ($t \leq 1000^\circ\text{C}$), замърсени с масла и химически активни течности и др. Използват се за транспорт по време на следните технологични операции: нагряване, закаляване, измиване на машинни части и продукти, сушене, изпичане, охлаждане, обезводняване, галванизирание и др.

Изработват се различни видове мрежи за ленти (фиг. 4.17): а – плетени, които са прости и евтини, но имат голямо надлъжно удължение и голямо напречно свиване; б и в – шарнирни мрежи, които са по-скъпи, но не притежават недостатъците на плетените.

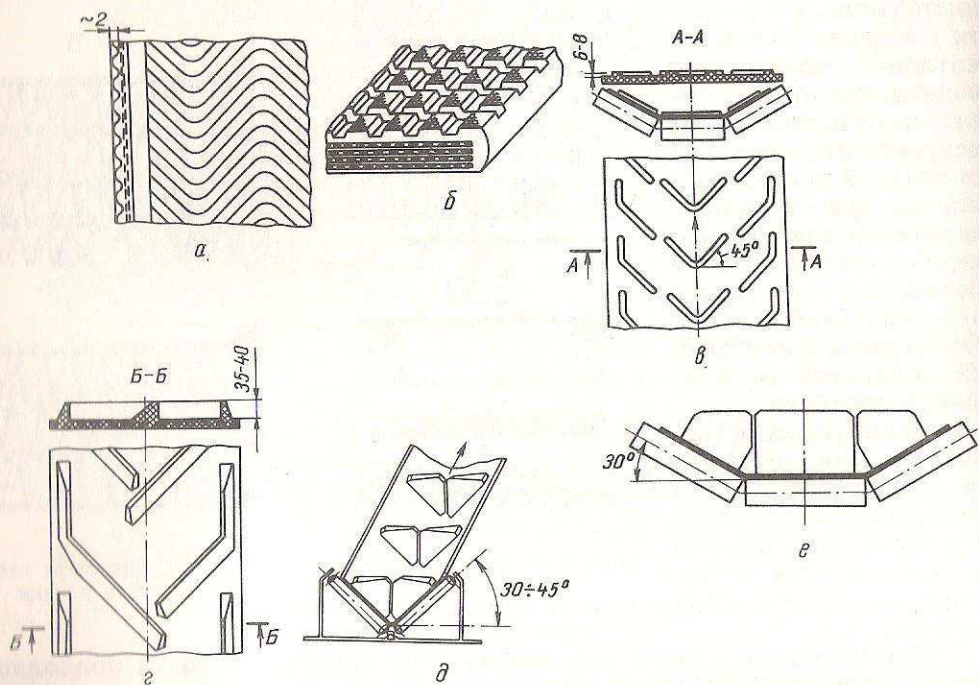
Мрежите за ленти се изработват от стоманен тел с диаметър $\delta = 1,5 \div 5,0$ mm от въглеродна или легирана стомана, качествата на която се подбират в зависимост от работната температура и химическата активност на пренасяните товари.

Мрежестите ленти се задвижват от цилиндрични барабани със сравнително малки диаметри, поради което са компактни.

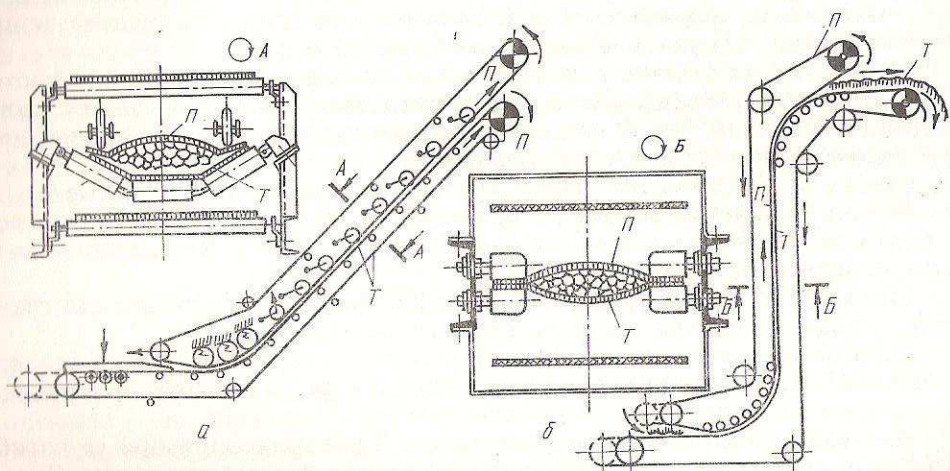
Нормално дължините на транспортъорите с мрежести ленти са малки. Скоростта им се определя от изискванията за нормално протичане на технологичната операция, която обслужват.

Лентови технологични транспортъри. Тези транспортъри се изработват с гумено-текстилни, синтетично-текстилни или метални ленти. Опорите за работния клон на лентата са ролки или плъзгачи. Ролките са прави цилиндрични или дискови, а плъзгачите са пластмасови, метални или

дървени. Целта е да се получи гладка работна повърхнина от работния клон на лентата, върху която съобразно с технологичната операция да могат да се поставят кутии, кашони, буркани и др. и да се извършват спокойно, без сътресения определени монтажни и технологични операции. Всички части на транспортъора, с изключение на горния работен клон на лентата, са закрити и обезопасени.



Фиг. 4.18. Ленти на транспортъори за големи наклони



Фиг. 4.19. Схеми на двулентови транспортъори
а – за трасе с голям наклон; б – за трасе с вертикален участък

Скоростта на лентата е малка ($v \leq 0,8$ m/s) и зависи от такта на технологичния процес и много често, за да може да се променя, в механизма на задвижването им се вгражда вариатор или електронно регулиращо устройство.

Дължината на технологичните транспортъори се определя от броя на работните места, които се разполагат от едната или от двете страни на транспортъора.

Лентови транспортъори за големи наклони. Недостатък на универсалните лентови транспортъори е, че не могат да пренасят материал под ъгъл $\beta > 20^\circ$, тъй като тогава материалът започва да се плъзга обратно на посоката на движение на лентата. Със създаването на специално набраздени работни протектори на лентата (фиг. 4.18 а, б, в и г) този недостатък частично се отстранява. Създават се условия за плъзгане на материал върху материал вместо на материал върху протектор, при което може да се пренасят материали при наклон на транспортъора $\beta \leq 30^\circ$. Транспортъори с такива ленти се наричат транспортъори за увеличени наклони. Конструктивно те не се различават – освен по лентата – от другите транспортъори. За още по-големи наклони ($\beta \leq 60^\circ$) се произвеждат ленти с напречни прегради (фиг. 4.18 д и е) с височина от 100 до 300 mm. В работния си клон лентата е сгъната напречно и преградите образуват своеобразни ниши, гнезда, в които се побират отделни порции от насипния материал. В неработния си клон лентата е права и се поддържа от 3 – 4 диска.

Със специални двойнолентови транспортъори (фиг. 4.19) може да се получи трасе с много голям наклон (а) или вертикално трасе (б).

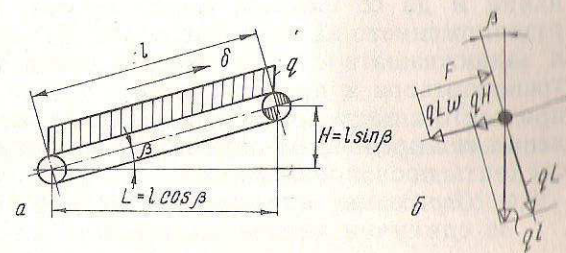
4.2.3. ПРЕСМЯТАНЕ НА ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

За да се проектира лентов транспортъор, са необходими следните изходни данни: производителност Π ; параметри на трасето – сумарна транспортна дължина L , сумарна транспортна денивелация H , конфигурация на трасето и др.; характеристика на пренасяния единичен или насипен товар; технологични, експлоатационни и конструктивни особености на транспортъора.

За пресмятане на лентовите транспортъори се използват приблизителни и точни методи.

Приблизителен метод. Този метод за пресмятане се използва в началните етапи на проектирането – разработване на проектни задания, идейни варианти и др. С него на базата само на основните изходни данни – производителност Π , сумарна транспортна дължина L и денивелация H , могат да се направят в първо приближение някои пресмятания на транспортъора.

От изчислителната схема на транспортъора (фиг. 4.20 а) след пренебрегване теглото на лентата и на ролките се получава изчислителният модел на транспортъора (фиг. 4.20 б). Той представлява хипотетична тежка ролка с тегло qL , която се търкаля по наклонена под ъгъл β равнина. Върху



Фиг. 4.20. Изчислителни схеми и модел за приблизително пресмятане на мощността на лентов транспортъор

Препоръчвани скорости на движение (m/s) на лентите на транспортёрите при пренасяне на насипни товари, когато няма междинно разтоварване

Вид на пренасяния товар	Ширина на лентата, mm				
	400-500	650-800	1000-1200	1400-1600	2000-2500
Прахообразни и зърнести материали, натрошаването на които не понижавя качеството им	1,25-1,6	2,0-2,5	2,5-4,0	3,15-4,0	3,15-5,0
Дребно- и среднокъсови материали	1,25-1,6	1,6-2,0	2,0-2,5	2,5-3,15	3,15
Едрокъсови материали	-	-	1,6-2,0	2,0-2,5	2,5-3,15
Прахообразни, сухи, пращещи материали	0,8	0,8	1,0	1,0	1,0
Крепки късови материали, натрошаването на които понижавя качеството им	1,25	1,6	1,6	2,0	2,0
Зърнести материали	1,6	2,0-2,5	3,15-4,0	-	-
Зеленчуци, плодове	0,8	0,8	1,0	-	-

ролката трябва да се приложи сила F , която да преодолее съпротивлението при пътуване $(ql \cos \beta) w_0 = qLw_0$ и гравитационната компонента $ql \sin \beta = qH$, където $w_0 = 0,03 \div 0,06$ е обобщен коефициент на съпротивление на транспортёра.

Мощността за задвижване на транспортёра е

$$(4.24) \quad P = (qLw_0 \pm qH) v, \text{ W},$$

където q е линейното тегло на материала, N/m;
 v – скоростта на транспортёра, m/s;

L и H са транспортната дължина и височина, m.

При комбинирани трасета L е сумарната дължина на транспортиране, а H – денивелацията между устройствата за натоварване и разтоварване.

Като се има предвид, че тегловната производителност на транспортёра е

$$(4.25) \quad \Pi_N = qv, \text{ N/s}$$

и след заместване на (4.25) в (4.24) се получава

$$(4.26) \quad P = \Pi_N(Lw_0 \pm H), \text{ W}.$$

Когато е дадена масовата производителност Π_M , Mg/h, очевидно

$$(4.26 a) \quad P = \frac{\Pi_M}{367} (Lw_0 \pm H), \text{ kW}.$$

Знаците „+“ и „-“ са съответно за случай на изкачване и спускане на товарите. По формулите (4.24) и (4.26) може да се пресметне мощността и за други видове транспортёри – верижни, винтови и др., но трябва да се има предвид, че за тях w_0 има други стойности.

Точен метод. Този метод за пресмятане се използва в напредналите фази на проектирането. При него се изисква да се знаят всички изходни данни и да се направи идеен проект, в който да се уточнят видът и разположението на опорните ролки, размерите на барабаните, опъвателната и задвижващата станция, устройствата за захранване и разтоварване на транспортёра и др. По принцип той се състои в обхождане на контура, при което с последователно сумиране на линейните и местните съпротивления се определя опънното усилие на лентата. Пресмятането протича в следната последователност:

а. Определяне широчината и скоростта на лентата.

За единични товари широчината на лентата е

$$(4.27) \quad B_n = B_r + (0,10 \div 0,20), \text{ m},$$

където B_r е широчината на товарната единица, m.

За насипни материали широчината на лентата се определя в зависимост от производителността на транспортёра, скоростта на лентата и вида на напречното ѝ сечение по (4.7). Скоростта на лентата (табл. 4.1) зависи от широчината и вида на материала, поради което определянето на широчината на лентата става по метода на последователните приближения.

При транспортиране на едрокъсови материали широчината на лентата трябва да отговоря още и на ограничителното условие

$$(4.28) \quad B_n = (2,5 \div 3,5) a + 0,2, \text{ m},$$

където a е най-големият размер на типичния къс на материала.

Изчислената широчина на лентата се закръглява до най-близката по-голяма от стандарта: 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200 и т.н. mm.

Приетата скорост трябва да съответствува на стандартния ред: 0,5; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6 и т.н. до 10,0 m/s.

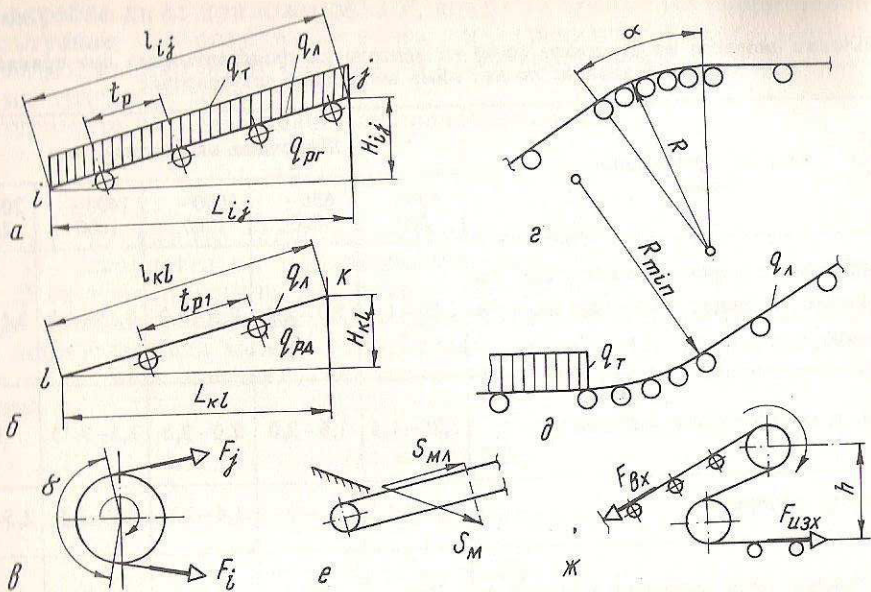
б. Определяне на линейните съпротивления:

– за участък $i - j$ на работния клон на лентата (фиг. 4.21а)

$$(4.29) \quad W_{i-j} = [(q_r + q_n) \cos \beta + q_{pr}] l_{i-j} w \pm (q_r + q_n) l_{i-j} \sin \beta \approx \\ \approx (q_r + q_n + q_{pr}) L_{i-j} w \pm (q_r + q_n) H_{i-j}, \text{ N};$$

– за участък $k - l$ на неработния клон на лентата (фиг. 4.21 б)

$$(4.30) \quad W_{k-l} = (q_n \cos \beta + q_{pn}) l_{k-l} w \mp q_n l_{k-l} \sin \beta \approx \\ \approx (q_n + q_{pn}) L_{k-l} w \mp q_n H_{k-l}, \text{ N},$$



Фиг. 4.21. Схеми за определяне на линейните и местните съпротивления на лентови транспортъри

където q_T, q_L и q_{pr}, q_{pd} са съответно линейните тегла на материала, лентата, горните и долните опорни ролки, N/m;
 $l_{i-j}, l_{k-l}, L_{i-j}, L_{k-l}, H_{i-j}, H_{k-l}$ и β – размери от фиг. 4.21 а;
 $w = 0,018 \div 0,035$ – специфично съпротивление на транспортъра.

Линейното тегло на лентата q_L се определя ориентировъчно по

$$(4.31) \quad q_L \approx (0,250 \div 0,350) B, \text{ N/m},$$

или по-точно:

$$(4.32) \quad q_L = 0,011B(\delta_0 i + \delta_r + \delta_d), \text{ N/m},$$

където B е широчината на лентата, mm;
 $\delta_0 = 1,2 \div 2,0$ mm – дебелината на вложките;
 δ_r и δ_d са съответно дебелините на горния и долния протектор, mm;
 i е броят на вложките, пресметнат по (4.14).

Ориентировъчното определяне на i по (4.14) се прави със сила

$$(4.33) \quad F_{\max} \approx \frac{P}{v} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ N},$$

където P е мощността, определена от (4.26), W;
 v – скоростта на лентата, m/s.

Линейното тегло на горните ролки се пресмята по

$$(4.34) \quad q_{pr} = \frac{F_{pr}}{t_p}, \text{ N/m},$$

а линейното тегло на долните ролки – по

$$(4.35) \quad q_{pd} = \frac{F_{pd}}{t_{p2}}, \text{ N/m},$$

където F_{pr} и F_{pd} е теглото на въртящите се части съответно на горните и долните ролки, N;

t_p и t_{p2} – стъпката съответно на горните и долните ролки.

в. Определяне на местните съпротивления
 При обхождане на барабани (фиг. 4.21 в)

$$(4.36) \quad W_6 = (k_6 - 1) F_{bx}, \text{ N},$$

където F_{bx} е усиλιето във входящия клон на лентата, N;
 $k_6 = 1,02 \div 1,08$ – коефициент за местните съпротивления в зависимост от ъгъла на обхващане на барабана.

При обхождане на изпъкнала ролкова батерия (фиг. 4.21 з)

$$(4.37) \quad W_{p.6} = (e^{w\alpha} - 1) F_{bx}, \text{ N},$$

където F_{bx} е силата във входящия клон на лентата, N.

За нормална работа на транспортъра е необходимо радиусът на ролковата батерия да отговаря на условието

$$(4.38) \quad R \geq 12B, \text{ m}.$$

При обхождане на вдълбнати ролкови батерии $W_{p.6} = 0$.

За нормална работа на транспортъра е необходимо радиусът на вдълбнатата батерия да отговаря на условието

$$(4.39) \quad R_{\min} > k \frac{F_{изх}}{q_L}, \text{ m},$$

където $F_{изх}$ е силата в изходящия от батерията клон на лентата, когато тя е натоварена с материал само до началото на батерията;

$k = 1,0 \div 1,1$ – коефициент, зависещ от ъгъла на наклона на лентата.
 В местата на натоварване (фиг. 4.21 д)

$$(4.40) \quad W_{нт} = (1,3 \div 1,5) \frac{q_T v}{g} (v - v_{мл}), \text{ N},$$

където $v_{мл}$ е компонентата на скоростта на материала по направление на лентата, m/s.

В местата на разтоварване с плугов разтоварител (фиг. 4.21 е)

$$(4.41) \quad W_{пр} = (2,7 \div 3,6) q_T B, \text{ N}.$$

В местата на разтоварване с двубарабанно разтоварващо устройство (фиг. 4.21 ж)

$$(4.42) \quad W_{6p} = F_{bx}(k_6^2 - 1) + q_L h k_6^2, \text{ N},$$

където h е височината на разтоварването по фиг. 4.21 ж, м.

г. **Определяне на усилията в лентата с обхождане на контура.** При уточнена схема на транспортъора (фиг. 4.22 а), като се започне от усилието в изходящия клон на лентата F_0 и като се обхожда контурът по посока на движение на лентата, се получава

$$(4.43) \quad \begin{aligned} F_0 &= F_{\text{изх}} \\ F_1 &= F_0 + W_{01} \\ F_2 &= F_1 + W_{Б1} = F_0 k_{Б1} + W_{01} k_{Б1} \\ F_3 &= F_2 + W_{23} = F_0 k_{Б1} + W_{01} k_{Б1} + W_{23} \\ F_4 &= F_3 + W_{Б2} = F_0 k_{Б1} k_{Б2} + (W_{01} k_{Б1} + W_{23}) k_{Б2} \\ F_5 &= F_4 + W_{вт} = \dots \\ F_6 &= F_5 + W_{56} = \dots \\ F_7 &= F_6 + W_{р6} = \dots \\ F_8 &= F_7 + W_{78} = \dots \\ F_9 &= F_8 + W_{пр} = \dots \\ F_{\text{вх}} &= F_{10} = F_9 + W_{910} = \dots = AF_0 + B. \end{aligned}$$

От (4.43) и (4.16) се получава системата от две уравнения с две неизвестни – $F_{\text{вх}}$ и $F_{\text{изх}}$:

$$(4.44) \quad \begin{cases} F_{\text{вх}} = AF_{\text{изх}} + B \\ F_{\text{вх}} = F_{\text{изх}} e^{\mu\alpha}, \end{cases}$$

от решението на която се получават

$$(4.45) \quad F_{\text{изх}} = \frac{B}{e^{\mu\alpha} - A}, \text{ N,}$$

$$(4.46) \quad F_{\text{вх}} = F_{\text{изх}} e^{\mu\alpha} = \frac{Be^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - A}, \text{ N.}$$

Необходимата мощност на двигателя е

$$(4.47) \quad P = (1,10 \div 1,15) \frac{(F_{\text{вх}} - F_{\text{изх}})v}{1000\eta}, \text{ kW.}$$

На фиг. 4.22 б е показана диаграмата на изменение на усилията в лентата. Вижда се, че минималното усилие в работния клон на лентата е $F_{\text{мин}} = F_4$. То е меродавно за пресмятане на провисването по (4.22),

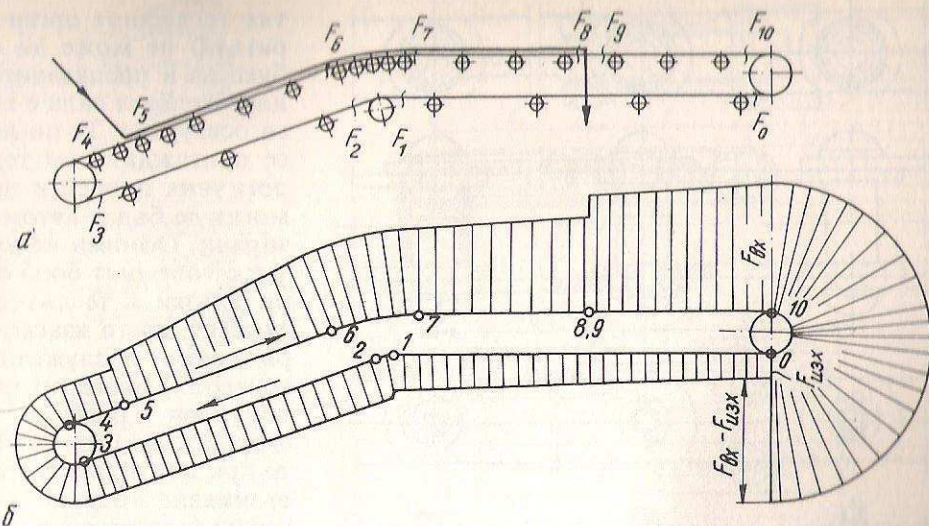
където:

– за насипни товари

$$(4.48) \quad M = \frac{(q_n + q_r) t_p^2}{8},$$

– за единични товари

$$(4.49) \quad M = \frac{q_n t_p^2}{8} + \frac{F_{\text{ст}} t_p}{4},$$



Фиг. 4.22. Схема за определяне на силите в лентата

където $F_{\text{ст}}$ е теглото на единичния товар.

В случай че не е спазено условие (4.22), се завишава опънното усилие F_0 и пресмятанията по (4.43) се повтарят. Тогава се определя силата на опъващото устройство (тежест, винт и т.н.)

$$(4.50) \quad F_{\text{оп. устр}} = F_3 + F_4 + W_{\text{доп}},$$

където $W_{\text{доп}}$ е допълнителното съпротивление при движение на опъвателното устройство.

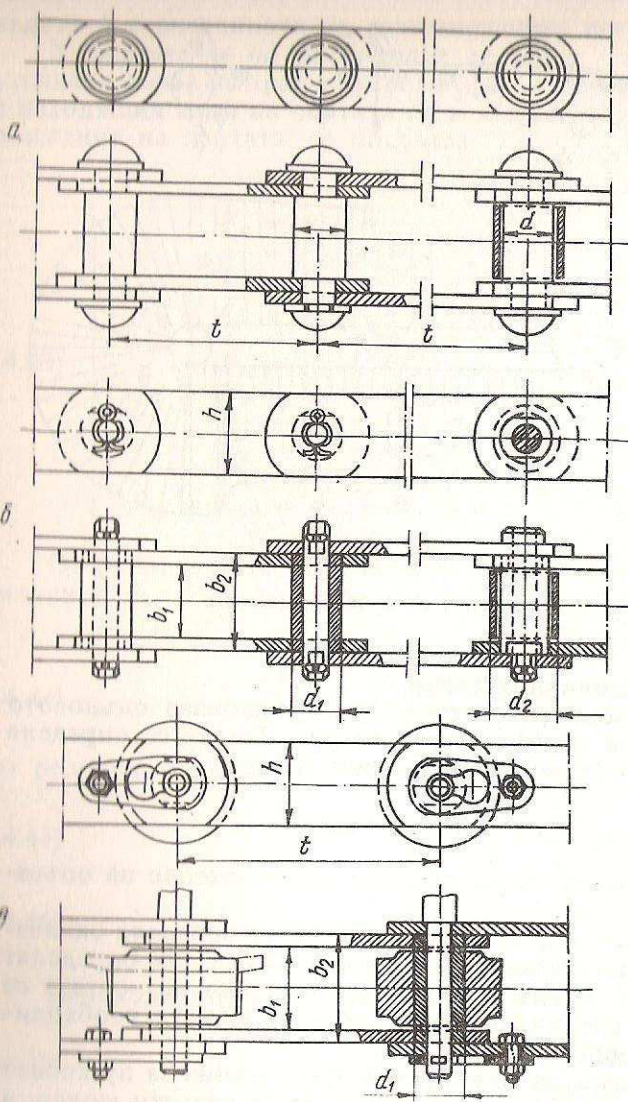
Със силата $F_{\text{max}} = F_{\text{вх}} = F_{10}$ от (4.46) по (4.14) се определя окончателно необходимият брой на вложките, след което по (4.15) се определят диаметрите на барабаните. С тях и от приетата скорост на лентата се оразмеряват редукторите, съединителите и спиралката (ако е необходимо) на задвижващата станция.

Освен това е необходимо да се направят пресмятания за пусковите процеси на лентовия транспортъор с едномасов изчислителен модел, а когато дължината на транспортъора е голяма, допълнително в модела се отчита надлъжната еластичност на лентата.

4.3. ВЕРИЖНИ ТРАНСПОРТЪОРИ

Верижните транспортъори са едни от най-широко разпространените машини за непрекъснат транспорт. Съществува твърде голямо разнообразие на конструктивни решения на верижни транспортъори, предизвикано от разновидностите на транспортираните товари и технологичните изисквания към съоръжението. За теглителен елемент при всички разновидности се използват различни видове вериги.

Верижните транспортъори могат да работят при по-тежки условия и високи температури, но са по-тежки и по-скъпи от лентовите. При



Фиг. 4.23. Видове шарнирни пластинчати вериги
 а - безвтулкова; б - втулкова; в - втулкова с роли

тях теглещият орган (веригата) не може да пробуксува и предаването на двигателната сила е винаги осигурено. Те по-лесно се пригаждат към технологичния процес и лесно могат да бъдат автоматизирани. Основен недостатък е големият брой ставни връзки в теглителния елемент, което изисква периодично обслужване и контрол. Верижните транспортъри работят със скорости до 1 m/s, тъй като при по-големи скорости възникват големи динамични натоварвания, а както е известно, веригите са твърде чувствителни към тях.

Теглителните вериги са основен елемент на всеки верижен транспортъор. Най-често използвани при транспортъорите са шарнирните пластинчати вериги (фиг. 4.23). Техните параметри са стандартизирани в БДС 11127 - 74. Основните параметри на една верига, както е известно, са стъпката t_v , разрушаващата сила F_p и собствената маса на 1m дължина q_v .

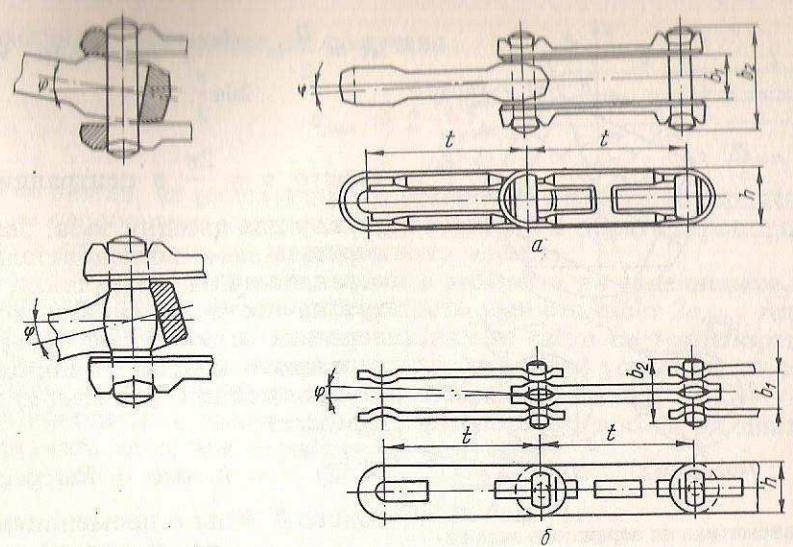
Разглобяемите теглителни вериги (фиг. 4.24) намират също голямо приложение. Освен бързото разглобяване те допускат и огъване в двете равнини, което позволява използването им в пространствени трасета. Основните им параметри са стандартизирани в СТ на СИВ 535 - 77.

Използват се също така двойношарнирни вериги (при транспортъори с пространствено трасе), вилкови вериги и вериги с овални звена.

Изчисляването на стандартизираните вериги се прави само на опън по

$$(4.51) \quad F_p \geq F_{изч} n,$$

където F_p е разрушаващата сила на веригата;
 $F_{изч}$ - изчислителната сила във веригата;



Фиг. 4.24. Видове разглобяеми вериги
 а - горещошампована; б - студеновалцована

n - коефициентът на сигурност, чиято стойност е от 6 до 14 и в някои специални случаи до 22.

Изчислителната сила във веригата се определя от

$$(4.52) \quad F_{изч} = \frac{1}{k_{нр}} (F_{max} + F_{дин}),$$

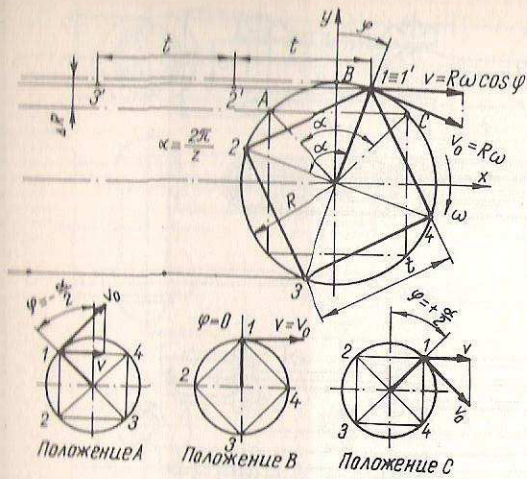
където F_{max} е максималната статична сила във веригата, определена от съпротивленията;

$F_{дин}$ - динамичната сила при установено движение на транспортъора;

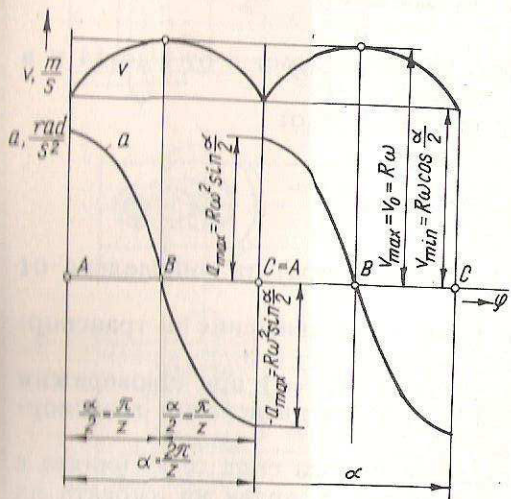
$k_{нр}$ - коефициент на неравномерност ($k_{нр} = 1$ при едноверижни транспортъори и $k_{нр} = 1,6 \div 1,8$ при двуверижни транспортъори).

Верига от даден тип с определена разрушаваща сила се изпълнява с различни стъпки. Изборът на оптимална стъпка се прави на основата на анализ на възможните варианти, като трябва да се има предвид, че с увеличаване на стъпката при постоянна разрушаваща сила се намаляват броят на шарнирите, линейната маса, стойността на веригата, износването и общото удължение и се облекчава експлоатацията. От друга страна, по-голямата стъпка води до по-големи диаметри на верижните колела, по-голям двигателен момент, а оттам и по-големи размери на задвижващата станция, по-големи радиуси на криволинейните участъци и по-големи динамични сили във веригата.

При установено движение на верижните транспортъори във веригата възникват динамични усилва, предизвикани от неравномерната скорост на веригата. Причината за това е, че при изтеглянето ѝ от верижното колело веригата преминава по страните на многоъгълник. Кинематиката на движението при верижното задвижване е показана на фиг. 4.25 за верижно колело със $z = 4$ зъба. При постоянна ъглова скорост ω на верижното колело периферната скорост, мерена по делителната скорост с радиус



Фиг. 4.25. Кинематика на верижното задвижване



Фиг. 4.26. Изменение на скоростта и ускорението при верижно задвижване

нараства с абсолютна стойност $2|a_{\max}|$. Максималната стойност на ускорението се определя от (4.53) при $\varphi = -\frac{\alpha}{2}$ и е равна на

$$(4.54) \quad a_{\max} = R\omega^2 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Ако се вземат под внимание известните зависимости

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad n = \frac{60v_0}{\pi D}, \quad \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{t_b}{D},$$

$$R = \frac{D}{2} = \frac{t_b}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad \text{ще бъде } v_0 = R\omega,$$

където $\alpha = \frac{2\pi}{z}$ е централният ъгъл между два съседни зъба. Звената на веригата лягат последователно върху страните на многоъгълника, в резултат на което линейната скорост на веригата се мени при завъртане на верижното колело от положение А до положение С (на ъгъл α) по зависимостта

$$(4.52) \quad v = v_0 \cos \varphi = R\omega \cos \varphi,$$

където $\varphi = \omega t$ е променливият ъгъл на завъртане на колелото, мерен от ос y ; t – времето на движение.

Променливата скорост на веригата v показва, че в периода на установено движение на веригата действа ускорение, което може да се определи от

$$(4.53) \quad a = \frac{dv}{dt} = -R\omega^2 \sin \varphi.$$

Изменението на скоростта и ускорението на веригата при завъртането на верижно колело на ъгъл 2α е показано на фиг. 4.26. Скоростта пулсира между v_{\max} и v_{\min} , а ускорението се изменя скокообразно от максималната положителна стойност $+a_{\max}$ до максималната отрицателна стойност $-a_{\max}$. В момента на зацепването на всеки следващ шарнир (т. А) ускорението внезапно

за максималното ускорение се получава

$$(4.55) \quad a_{\max} = 2 \frac{v_0^2 t_b}{D^2},$$

откъдето се вижда, че максималното ускорение е право пропорционално на квадрата на скоростта и на стъпката на веригата и обратно пропорционално на квадрата от диаметъра на верижното колело.

Динамичните сили са най-големи в момента на зацепването на всеки следващ шарнир (т. А), където ускорението има стойност $2a_{\max}$. Ако с m_b се означава приведената маса на всички подвижни части на транспортъора към точката на зацепване и се вземе предвид, че когато ускорението се изменя скокообразно, веригата се движи със закъснение $-a_{\max}$ (т. С), т.е. в нея действа инерционна сила $-m_b a_{\max}$, насочена по посока на движението, за динамичната сила във веригата се получава

$$(4.56) \quad F_{\text{дин}} = k_d 2a_{\max} m_b - a_{\max} m_b,$$

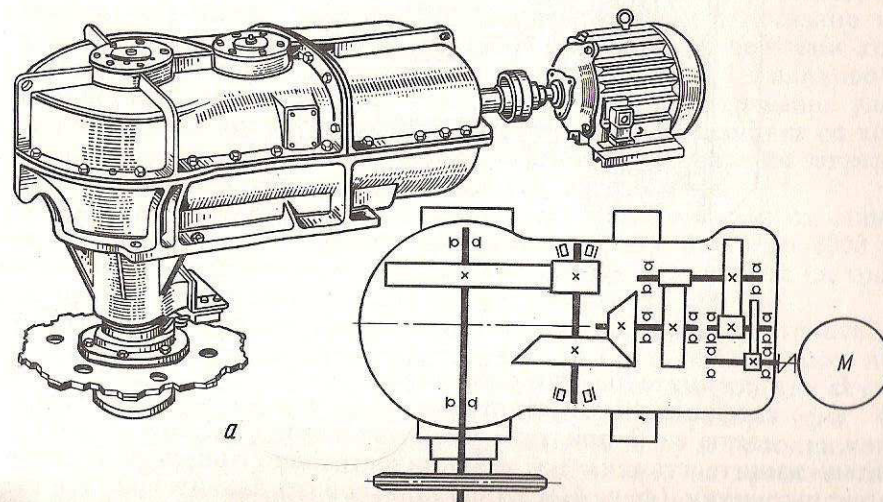
където k_d е динамичен коефициент, чиято стойност при внезапно безударно натоварване е равна на 2. Тогава

$$(4.57) \quad F_{\text{дин}} = 4a_{\max} m_b - a_{\max} m_b = 3a_{\max} m_b.$$

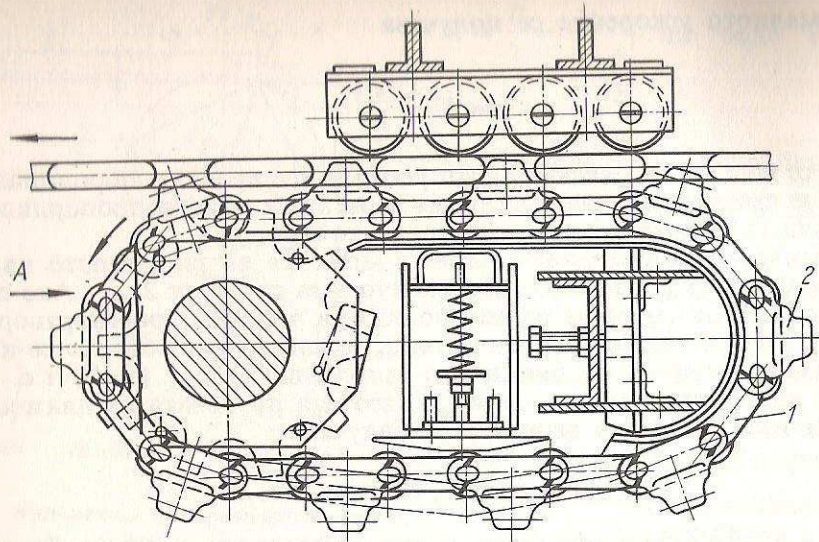
Приведената маса може да бъде определена от израза

$$(4.58) \quad m_b = (q_T + \psi q_0)L,$$

където q_T е линейната маса на товара; q_0 – линейната маса на веригата със закрепените към нея устройства;

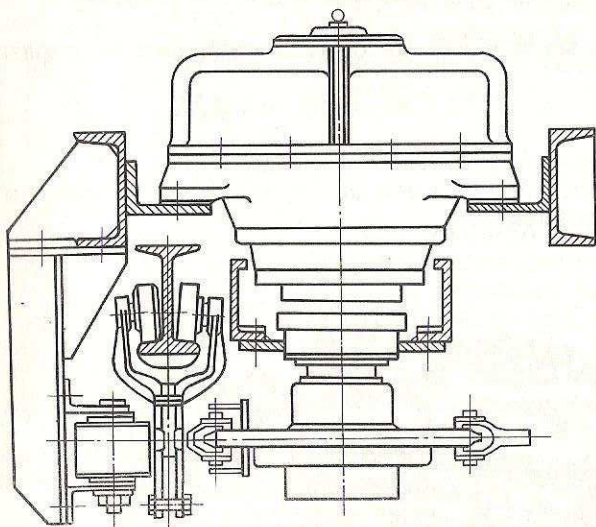


Фиг. 4.27. Задвижващи станции за верижни транспортъори
а – ъглова;



б

По А



Фиг. 4.27.
б - гъсенични

L – дължината на транспортъора;
 ψ – коефициент, отчитащ еластичността на веригата (има стойности от 2 при къси транспортъори до 1 при $L > 60$ m).

Задвижаващите станции на верижните транспортъори са ъглови (фиг. 4.27 а) и гъсенични (фиг. 4.27 б). При ъгловото задвижване усилието се предава на веригата посредством верижно колело и задвижаваща станция

от този тип може да се разположи в единия край на транспортъора или при изменение на направлението на движение. При гъсеничното задвижване усилието се предава на веригата на транспортъора от спомагателната гъсенична верига 1 чрез специалните тласкачи 2. Гъсеничното задвижване може да се реализира на прав участък от транспортъора. При избора на мястото на задвижаващата станция се изхожда от диаграмата на съпротивленията, определени по метода на обхождане по контура. Целта е да се намали максималното опъново усилие във веригата, поради което задвижаващата станция се разполага най-често в края на най-натоварения участък. Предаваната периферна сила от задвижаващата станция се определя от израза

$$(4.59) \quad F = 1000 \frac{P}{v}, \text{ N,}$$

където P е мощността на двигателя в kW;
 v – скоростта на веригата в m/s.

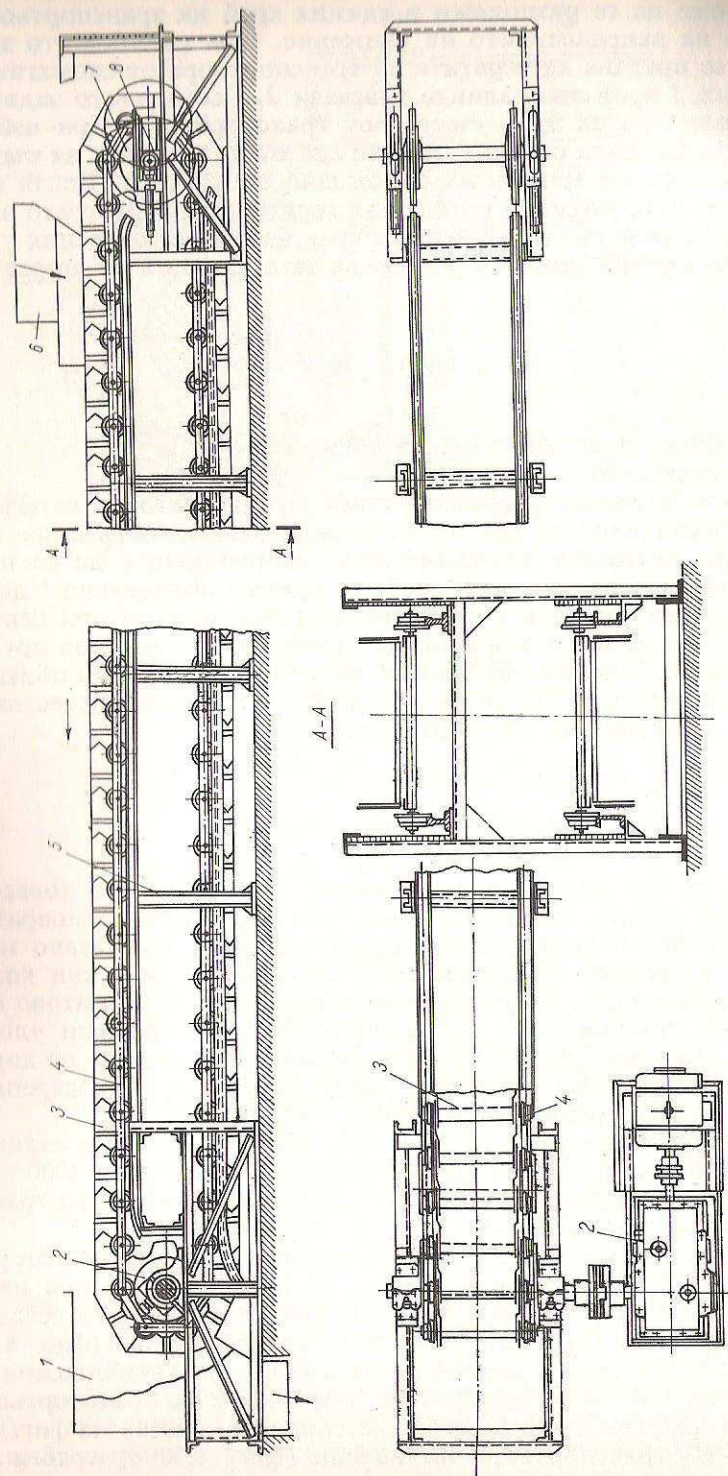
Тъй като при верижните транспортъори предаването на периферната сила става принудително и тук не са в сила зависимостите на Ойлер, използвани при лентовите транспортъори, необходимо е да се познава минималното опъване на веригата, което се приема обикновено 1 до 3 kN. То се реализира чрез опъващи устройства, подобни на тези при лентовите транспортъори, но най-често се използват винтови или винтово-пружинни опъващи устройства. Ходът на опъващите устройства се приема обикновено 1,5 ÷ 2 стъпки на веригата. По-големи ходове могат да се осъществят чрез изваждане или добавяне на звена от веригата.

4.3.1. ПЛАСТИНЧАТИ ТРАНСПОРТЪОРИ

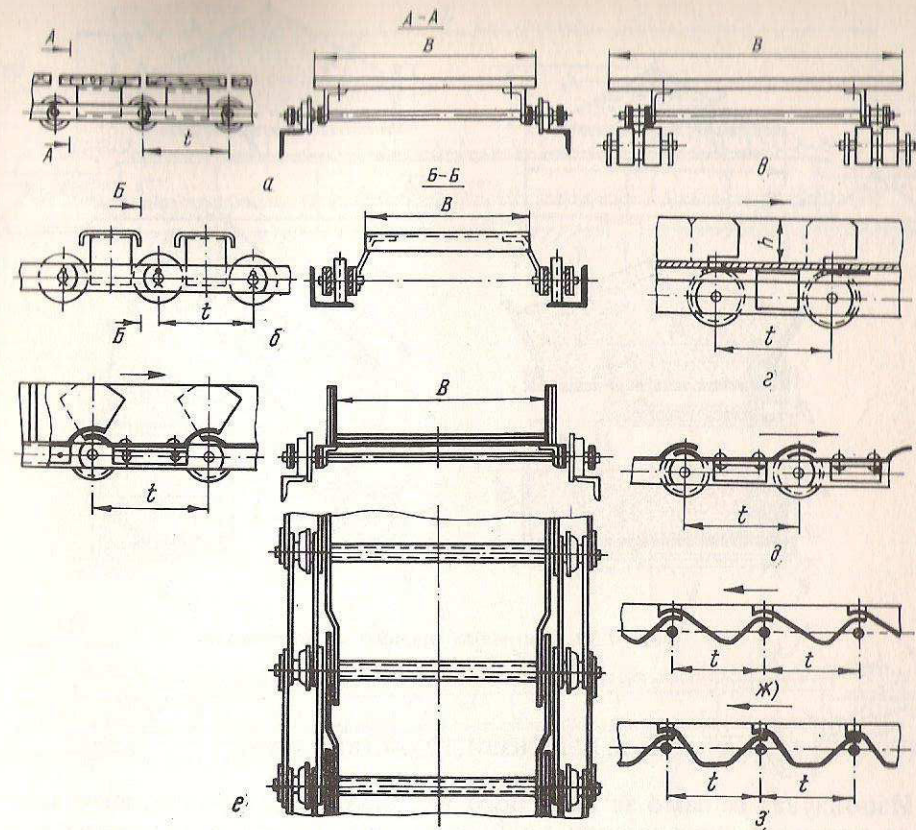
Използват се за транспорт на насипни или единични товари при тежки условия на работа: силно абразивни товари, високи температури и др. Общото устройство на транспортъор от този вид е показано на фиг. 4.28. Състои се от верига 4 с пластини 3, задвижаващи верижни колела 2 със задвижаващ механизъм, опъвателни верижни колела 7 с винтово опъващо устройство 8, носеща рама с водещи релси 5, захранващ улей 6 и приеман улей 1. Те могат да имат и сложно трасе, състоящо се от хоризонтални и наклонени участъци. Видовете пластини и начинът на закрепването им към пластинчатите вериги са показани на фиг. 4.29.

Основните параметри на пластинчатите транспортъори са стандартизирани в БДС 7002 – 74. Производителността им е от 10 до 2000 m³/h, а скоростта на транспортиране – от 0,01 до 1,25 m/s. Дължината на транспортиране при едновигателно задвижване достига до 200 m.

За изчисляване на производителността на пластинчатите транспортъори при единични товари се използват уравн. (4.12) и (4.13), а при насипни товари – уравн. (4.3) и (4.7). При това лицето на напречното сечение на материала се определя както при лентовите транспортъори (фиг. 4.30 а). Височината h на бортовете – подвижни (фиг. 4.30 б) и неподвижни (фиг. 4.30 в), се приема $h = (0,1 \div 0,3)B$. При захранване на транспортъора от бункер видът на напречното сечение на материала е показан на фиг. 4.30 г. При движение на транспортъора по наклон (фиг. 4.30 д) трябва да се отчита и коефициентът на запълване на напречното сечение.



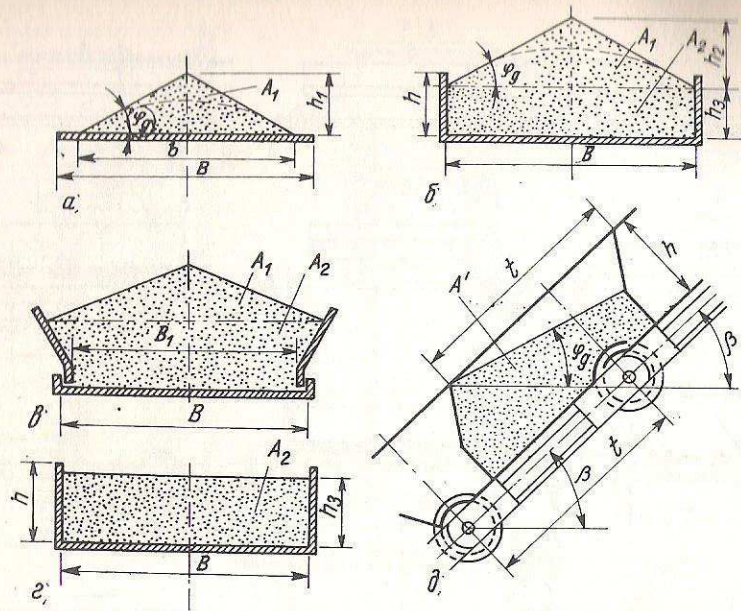
Фиг. 4.28. Пластинчат верижен транспортър



Фиг. 4.29. Видове пластини

Съпротивленията при движение, както и опъновата сила в теглещите вериги се определят по метода на обхождане на контура, като начална точка при обхождането се приема тази, където се очаква наличието на минимална опънова сила. Линейната маса на товара се определя от производителността по уравнение (4.2), а линейната маса на транспортъра се приема по данни на разработени конструкции. Специфичното съпротивление при движение w , което отчита триенето в лагерите на ходовите ролки, съпротивленията при търкаляне и триенето в ребордите, се приема в границите $w = 0,06 \div 0,13$ за плъзгащи лагери и $w = 0,02 \div 0,045$ за търкалящи лагери и зависи от условията на работа. Местните съпротивления при отклоняване на веригата чрез верижни колела се определят както при лентовите транспортъри, като се приема $k = 1,05 \div 1,10$. При транспортъри с неподвижни бордове трябва да се отчете допълнително и съпротивлението от триене на материала по бордовете.

Освен традиционните изпълнения се срещат и пластинчати транспортъри с пространствени трасета. Подвижните стълби (ескалаторите) също представляват специални наклонени верижни транспортъри.



Фиг. 4.30. Напречно сечение на материала

4.3.2. ГРЕБЛОВИ ТРАНСПОРТЪРИ

Използват се само за транспорт на насипни материали, като материалът се влечи по неподвижен улей от гребла, свързани към една или две вериги. Едноверижните греблови транспортъри се използват при широчина на улея до 400 mm. Според вида на греблата се различават:

1. Греблови транспортъри с високи гребла, при които греблата са по-високи от улея (фиг. 4.31) и теглещата верига е извън материала.

2. Греблови транспортъри с ниски гребла, при които теглещата верига и греблата се влечат свободно по дъното на улея заедно с материала.

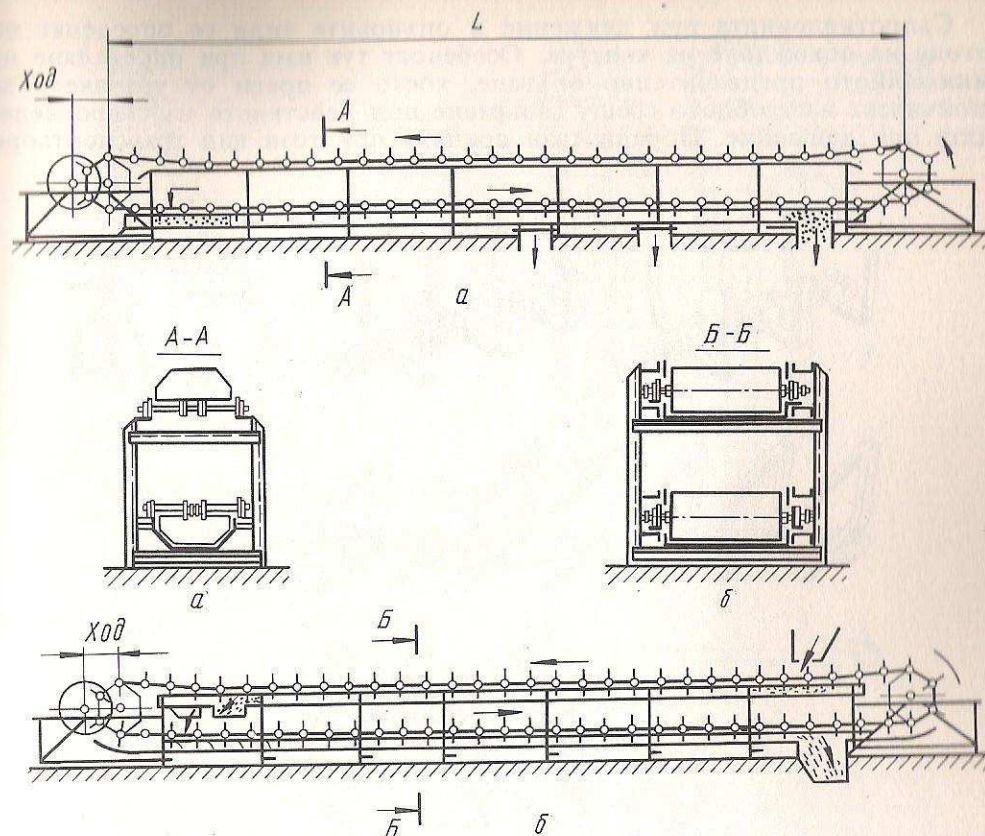
3. Греблови транспортъри със затворен улей (редлери), които по конструкция приличат на гребловите транспортъри с ниски гребла, но транспортират в затворен улей, изцяло запълнен с материал (фиг. 4.34).

Гребловите транспортъри имат сравнително проста конструкция, удобно се запазват и могат да се разтоварват на произволно място по трасето. Техни недостатъци са сравнително големите съпротивления и оттам големият разход на енергия, силното износване на улеите, греблата и веригата и разтрошаването на транспортирания материал.

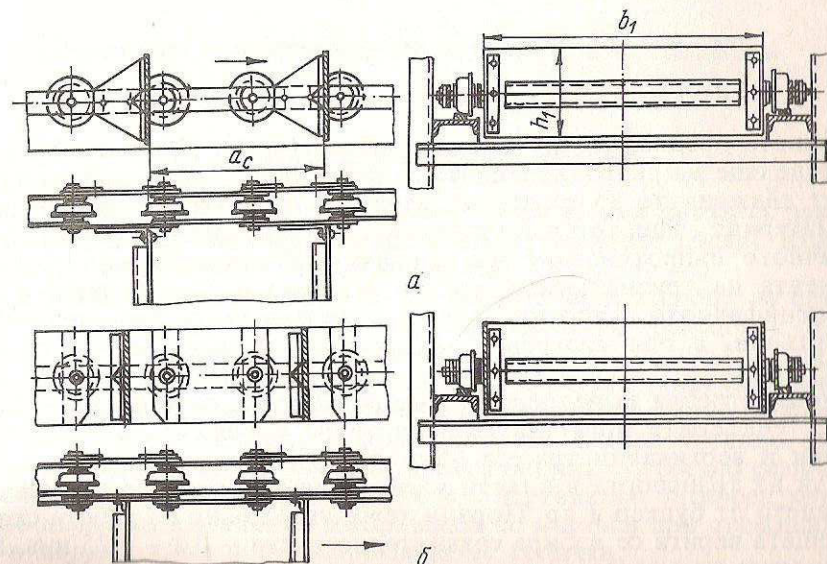
Основните им параметри са стандартизирани в БДС 6978 – 76, като производителността им достига до 1000 m³/h.

Общият вид на греблови транспортъри с високи гребла е показан на фиг. 4.31, а закрепването на греблата към веригите – на фиг. 4.32.

При определяне на производителността се използва формула (4.3) или (4.7). Лицето на напречното сечение на материала се определя от размерите на улея, като се отчита и коефициентът на запълване, приеман от 0,5 до 0,8.

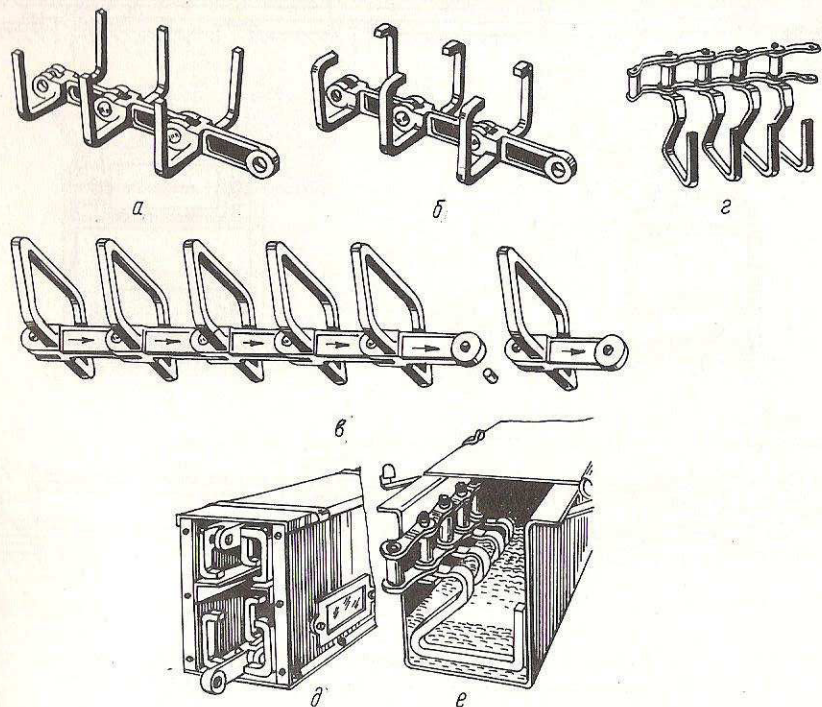


Фиг. 4.31. Греблови транспортъри с високи гребла
а – едноверижен с един работен клон; б – двуверижен с два работни клона



Фиг. 4.32. Гребла при двуверижен транспортъри
а – нормално изпълнение; б – със странично ограждане

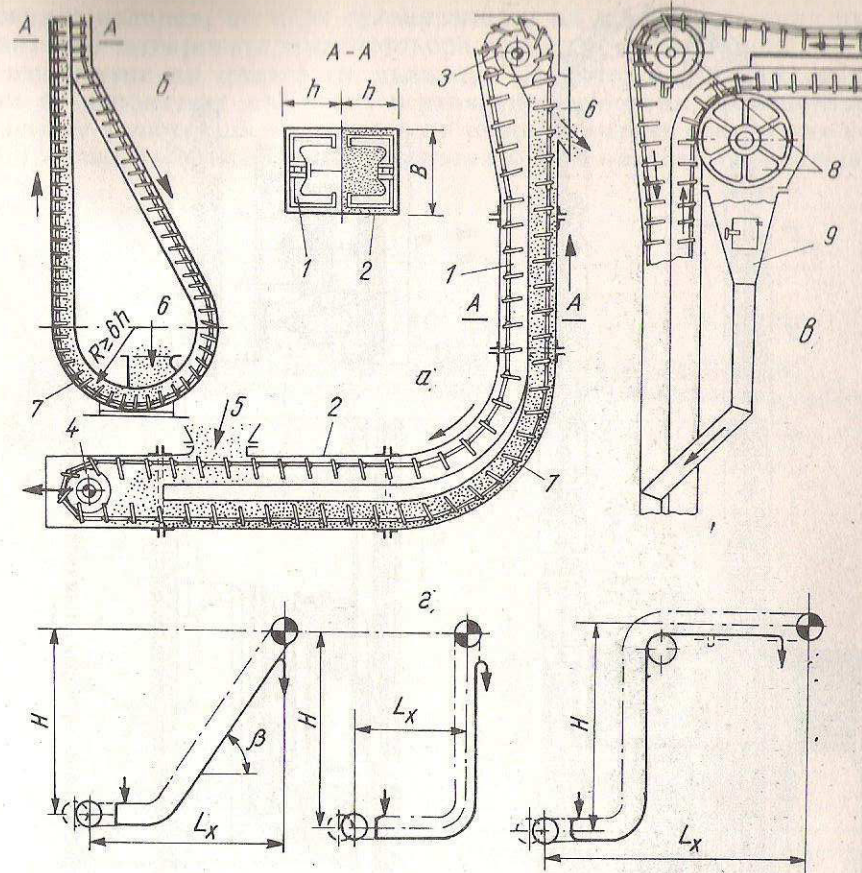
Съпротивленията при движение и опънните сили се определят по метода на обхождане на контура. Особеност тук има при определяне на минималното предварително опъване, което се прави от условието за устойчивост на греблото срещу завъртане под действието на съпротивленията при движение. Поради тази причина при този вид транспортъори



Фиг. 4.33. Видове гребла и напречни сечения на редлери

минималното предварително опъване е 3 до 10 kN. Друга особеност е, че при определяне на съпротивленията се изчисляват поотделно съпротивленията от движението на теглещата верига и от влаченето на транспортирания материал, защото специфичните съпротивления са различни. Така специфичното съпротивление на транспортирания материал е равно на коефициента на триене между улея и материала. При вериги с ходови ролки специфичното съпротивление се определя както при пластинчатите транспортъори, а при влачеща се по дъното на улея верига се приема $w = 0,25 \div 0,40$.

Видовете гребла за редлерите и напречните им сечения са показани на фиг. 4.33. Редлерите могат да транспортират материал по хоризонтални, наклонени и вертикални трасета (фиг. 4.34). Техни предимства са хигиеничността на транспорта в плътен улей, малкото напречно сечение, самозахранването от бункер и др. Поради тежките условия на работа скоростта на теглещата верига се избира сравнително ниска – 0,2 – 0,25 m/s. Производителността на хоризонталните редлери достига до 100 m³/h, а на вертикалните – до 50 m³/h.



Фиг. 4.34. Редлер

а – общ вид; б, в – преминаване за криви участъци; г – схеми на транспортното трасе

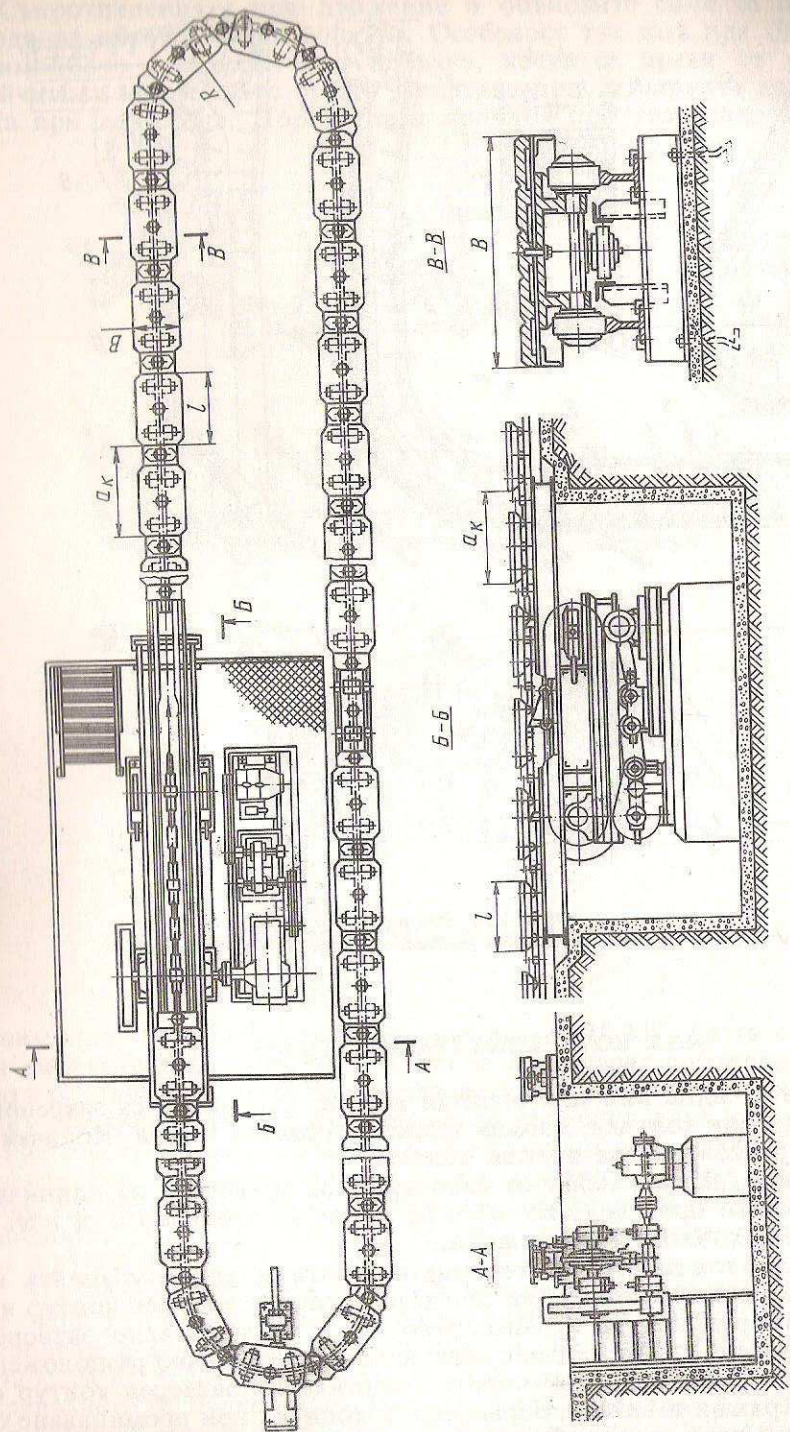
4.3.3. КОЛИЧКОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

Състоят се от една или две теглещи вериги, към които са закрепени неподвижно отделни колички, носещи транспортираните товари. Количките се движат по релсов път на ходови колела.

Количковите транспортъори се използват за транспорт на единични товари в поточното производство, като по време на транспорта се извършват различни технологични операции.

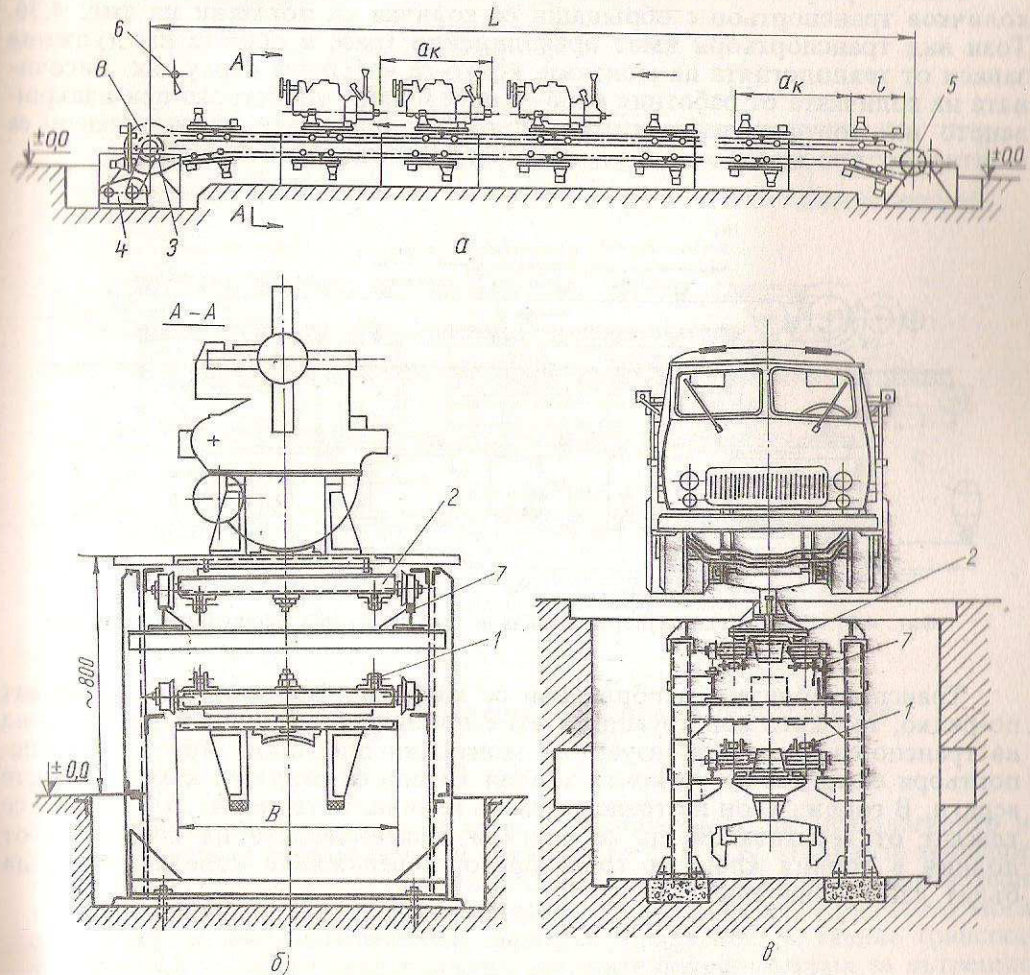
Според разположението на теглещата верига и конфигурацията на трасето количковите транспортъори са с хоризонтално затворен контур и с вертикално затворен контур. Транспортъорите с хоризонтално затворен контур са обикновено едноверижни с централно или странично разположена към количките верига. Транспортъорите с вертикално затворен контур са най-често двуверижни и биват с обръщащи се колички при преминаване от горния в долния клон и с необръщащи се колички.

Изборът на подходящ количков транспортъор зависи не само от транс-



Фиг. 4.35. Горизонтално затворен количков транспортър

портираните изделия, но и от организацията на производствения процес. Горизонтално затворените транспортъри заемат по-голяма площ, но могат да се използват по цялата си дължина. За поточен монтаж на тежки машини се използват най-често вертикално затворени транспортъри с обръщащи се колички. В зависимост от технологичните изисквания количковите транспортъри работят непрекъснато или тактово (пулсиращо).

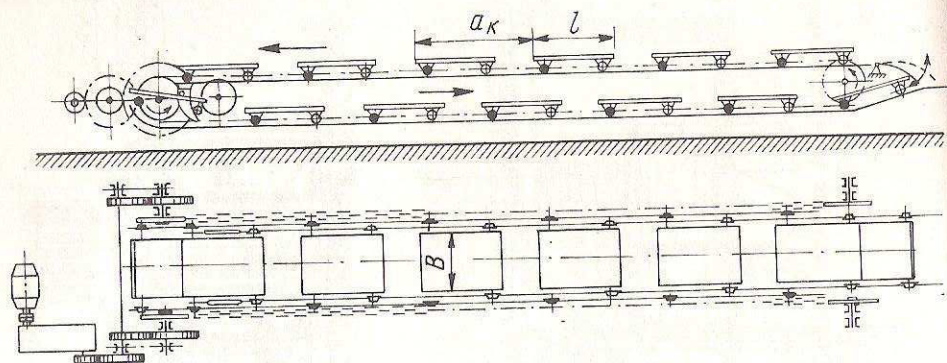


Фиг. 4.36. Вертикално затворен количков транспортър с обръщаеми колички
 а – общ вид; б – напречно сечение А-А; в – напречно сечение през тежък количков транспортър за монтаж на товарни автомобили

Основните параметри на количковите транспортъри са товарносимостта на една количка и нейните размери, както и скоростта на движение. Основните параметри са стандартизирани в БДС 7247 – 68, като товарносимостта на количките е между 0,25 и 0,4 t, широчината на платформата е от 200 до 1600 mm и скоростта на движение е от 0,01 до 0,2 m/s.

Общото устройство на един хоризонтално затворен количков транспортър е показано на фиг. 4.35. Той е предназначен за леевско производство. Теглещата верига е централно разположена и се задвижва от гъсенична станция с вграден вариатор за регулиране на скоростта. Количките са съставени от две колесарки и платформа. Ходовите ролки са безребордни и се движат по релси, а воденето на количките става чрез ролките на веригата и водещите ъглови профили.

Общото устройство и основните елементи на един вертикално затворен количков транспортър с обръщащи се колички са показани на фиг. 4.36. Този вид транспортъри имат праволинейно трасе и общата им дължина зависи от технологията на монтажа, който се извършва върху тях. Височината на количката от работния клон се определя от удобството при извършването на монтажните операции. Върху платформите на количките са монтирани приспособления, улесняващи монтажните операции.



Фиг. 4.37. Вертикално затворен количков транспортър с необръщаеми колички

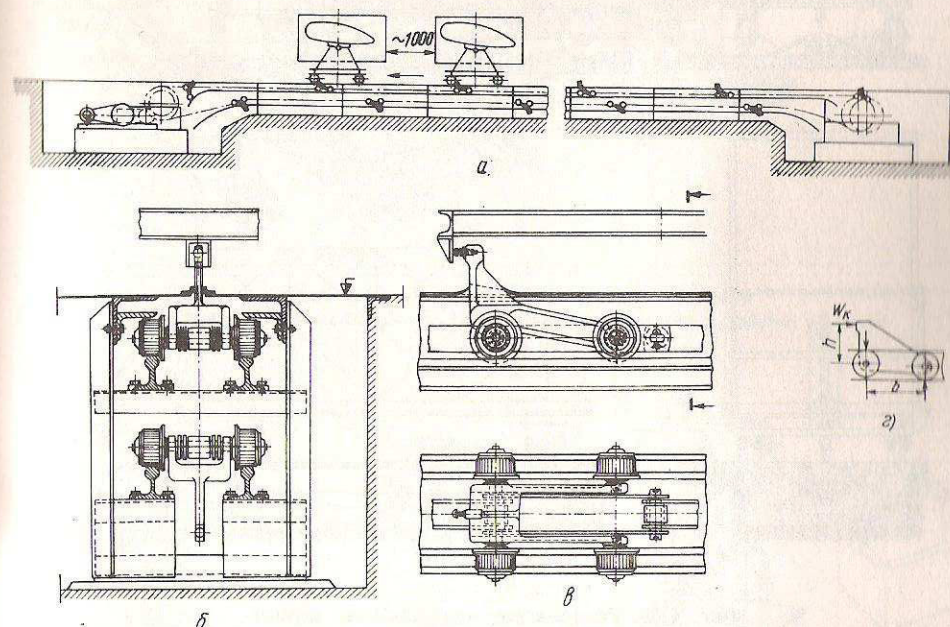
Транспортърите с необръщащи се колички (фиг. 4.37) се използват по-рядко, тъй като конструкцията им е по-сложна. При тях и двата клона на транспортъра се използват за монтажни операции. При тези транспортъри само две от четирите ходови колела са свързани към теглещите вериги. В горния клон на транспортъра количките се теглят, а в долния се тласкат от веригата. За да се осигури преминаването на количките от долния в горния клон на транспортъра, верижните колела трябва да бъдат лагеровани конзолно.

4.3.4. ПОДОВИ ТРАНСПОРТЪРИ

Подовите транспортъри представляват теглещи вериги, които се движат на нивото на пода или под него и посредством теглича или тласкача движат по пода товари – изделия на собствен колелен ход (автомобили, трактори, вагони и др.) или товарни колички. Характерно за тези транспортъри е това, че транспортираните колички или колелни изделия могат да се отцепват или зацепват към теглещата верига на произволно място. В някои случаи като теглещ орган при тези транспортъри може да се използва стоманено въже. Подовите транспортъри се изпълняват с верти-

кално затворен или хоризонтално затворен контур. Общото устройство на подов транспортър с вертикално затворен контур за транспорт на колички чрез тласкачи е показано на фиг. 4.38. Количките се тласкат от специални тласкачи (фиг. 4.38 а), които се водят двустранно (отдолу по релса, отгоре по водач), за да може да се поеме моментът от ексцентрично приложеното съпротивление W_k от движението на количката.

Нормалните подови транспортъри с праволинейни трасета с дължина до 200 m са удобни и евтини съоръжения с не особено сложна конструкция, която най-често е скрита под пода на цеха и не пречи на движението на



Фиг. 4.38. Вертикално затворен подов транспортър за колички

други транспортни средства и хора. Възможностите за разполагането на теглещата верига спрямо пода са показани на фиг. 4.39. Подовите транспортъри могат да се изградят и със сложно разклонено и пространствено трасе с голяма дължина и многодвигателно задвижване. Количките могат също така да имат автоматично адресно управление. С такива транспортъри може да се изгради напълно автоматизирана система за вътрешно-заводски транспорт или за транспорт в големи складове за единични товари.

Производителността на подовите транспортъри се определя по (4.12) или (4.13). Съпротивленията при движение се определят поотделно за теглещата верига и за количките. При тласкане на количките с тласкач трябва да се вземат предвид и допълнителните съпротивления, възникващи от ексцентрично приложената сила на съпротивление при движение на количката (фиг. 4.38 г).

на отпадъчни продукти от технологичните производствени процеси. Характерно за тези продукти е, че е позволено те да се разрушават по време на транспорт, че са в малки количества и изискват малка производителност, че са силно абразивни, нагreti, замърсени и т.н.

Най-разпространени (фиг. 4.50) са шанговите транспортъори за стружки, които се състоят от шанга 1, на която са закрепени правите лопатки 2, и корито 3, на което са заварени обратните лопатки 4. Шангата, която се изработва от тръба с диаметър 60 до 100 mm, се задвижва от двойнодействащ хидравличен цилиндър 5 и се направлява от водачите 6. При движение на шангата напред правите лопатки изтласкват стружките, а при движение на шангата назад обратните лопатки задържат стружките.

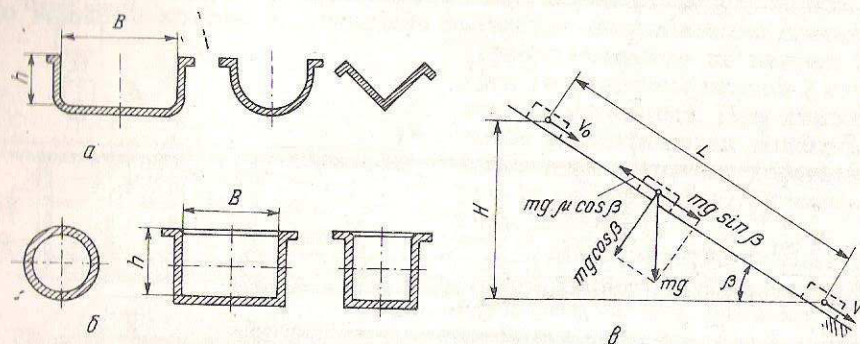
Тези транспортъори са подходящи за пренасяне на дълги вити стружки. Охлаждащата емулсия, с която стружките нормално са овлажнени, оказва благоприятно въздействие на транспортъора – намалява съпротивлението при движение и износването на елементите му. Основните технически параметри на тези транспортъори са: скорост $v \leq 0,1 \div 0,2$ m/s; дължина на един транспортъор $L \leq 150$ m; ход $X \leq 1,5 \div 2,0$ m; производителност на транспортъора $\Pi_n \leq 1,5 \div 3,0$ t/h.

С шангови транспортъори се правят транспортно-събирателни системи за стружки. В големи автомобилни заводи сумарната дължина на транспортъорите за стружки достига до 50 ÷ 60 km.

4.6. ТРАНСПОРТЪОРИ БЕЗ ТЕГЛИТЕЛЕН ОРГАН

4.6.1. ГРАВИТАЦИОННИ УЛЕИ И СПУСКАТЕЛИ

При гравитационните улеи и спускатели товарите се плъзгат по наклонена повърхнина под действието на собственото си тегло. По този начин могат да се транспортират както насипни, така и единични товари. Гравитационните улеи могат да бъдат с открито (фиг. 4.51 а) или закрито (фиг. 4.51 б) напречно сечение. По закритите улеи се спускат прахообразни



Фиг. 4.51. Гравитационни улеи

а – напречни сечения на открити улеи; б – напречни сечения на затворени улеи; в – сили при движението на материала

материали. Гравитационните улеи се изработват обикновено от стоманена ламарина и в някои случаи се облицоват с изнсоустойчиви материали. Основни параметри на гравитационните улеи са напречното им сечение

и ъгълът на наклона им β (фиг. 4.51 б), който трябва да осигурява плъзгането на транспортирания материал.

Между скоростта на движение на материала по улей и неговия наклон съществува зависимост, която може да се определи от следните съображения. Ако къс материал с маса m се плъзга по улей с наклон β (фиг. 4.51 в) на разстояние $L = H \sin \beta$ от едно (горно) до друго (долно) ниво, определени с разликата във височината H между тях, и ако началната скорост на този къс е v_0 , крайната скорост – v , а коефициентът на триене между материала и улея – μ , потенциалната енергия mgH на този къс ще се изразходва за преодоляване на работата на силите на триене и за увеличаване на кинетичната енергия на къса материал, т.е.

$$(4.63) \quad mgH = mg \cos \beta \cdot \mu L + \frac{m}{2}(v - v_0)^2.$$

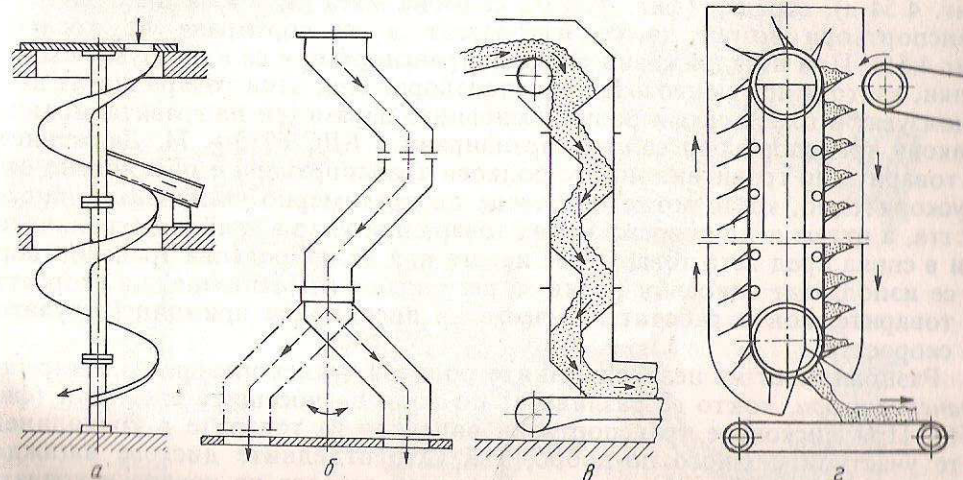
В израза (4.63) масата на къса материал m може да се съкрати, което показва, че масата на материала не оказва влияние върху процеса на транспортиране. От горния израз може да се определи необходимият наклон на улея

$$(4.64) \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{2gH\mu}{2gH + v_0^2 - v^2}$$

или крайната скорост на транспортирания материал

$$(4.65) \quad v = \sqrt{2gH \left(1 - \frac{\mu}{\operatorname{tg} \beta} + v_0^2 \right)}.$$

От формула (4.64) се вижда, че движение с постоянна скорост $v = v_0$ се осигурява при $\operatorname{tg} \beta_0 = \mu = \operatorname{tg} \rho$, където ρ е ъгълът на триене. Обикновено



Фиг. 4.52. Спускатели за насипни материали

а – винтов; б – стъпаловиден тръбен; в – стъпаловиден шахтов; г – елеваторен

Ъгълът на наклона на улея β се приема с 5 до 10° по-голям от ρ . При ъгъл на наклона $\beta > \rho$ движението на материала по улея е равноускорително. Нормалната скорост на товарите по гравитационен улей се приема от 1 до 3 m/s. Максималната скорост в края на улея не бива да бъде по-голяма от 10 m/s при насипни материали и 1,5 m/s при единични товари.

Масовата производителност на гравитационните улеи се определя, като се отчита и коефициентът на запълване на сечението ψ , приеман 0,5 – 0,6 за открити и 0,35 – 0,5 за закрити улеи.

Спускателите (фиг. 4.52) са съоръжени за вертикално транспортиране (спускане) на насипни или единични товари. Те работят по същия начин, както и гравитационните улеи. Спускателите осигуряват движението на спусканите материали с безопасна скорост.

4.6.2. РОЛКОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

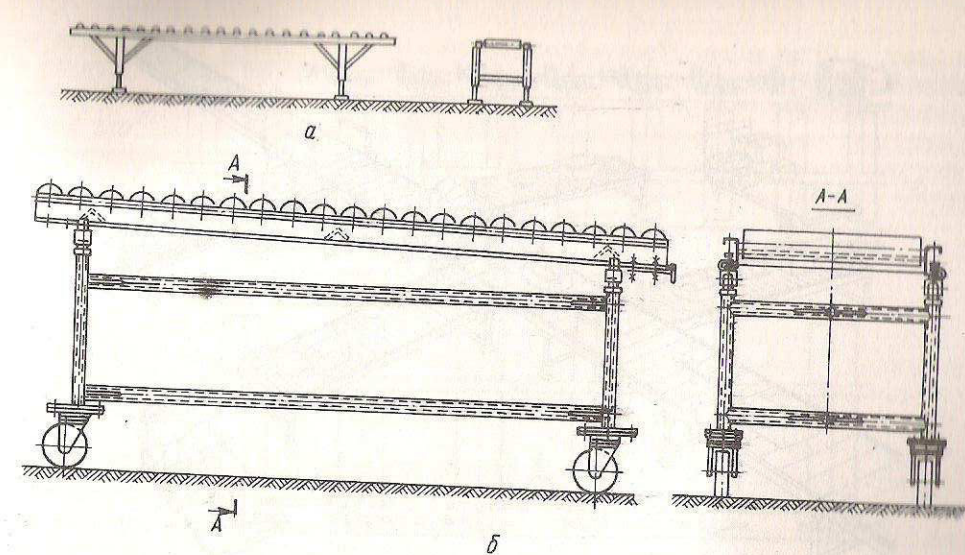
Ролковите транспортъори се използват за хоризонтален транспорт на единични товари с плоска и гладка опорна повърхнина: кутии, кашони, сандъци, касети, палети и др. В металургичното производство ролковите транспортъори транспортират студени или нагreti метални блокове.

Състоят се от рама, към която са закрепени въртящи се ролки (фиг. 4.53). Разстоянието между ролките се избира така, че да осигури стъпването на товара най-малко на две ролки и най-често е равно на 1/3 до 1/4 от дължината на товара.

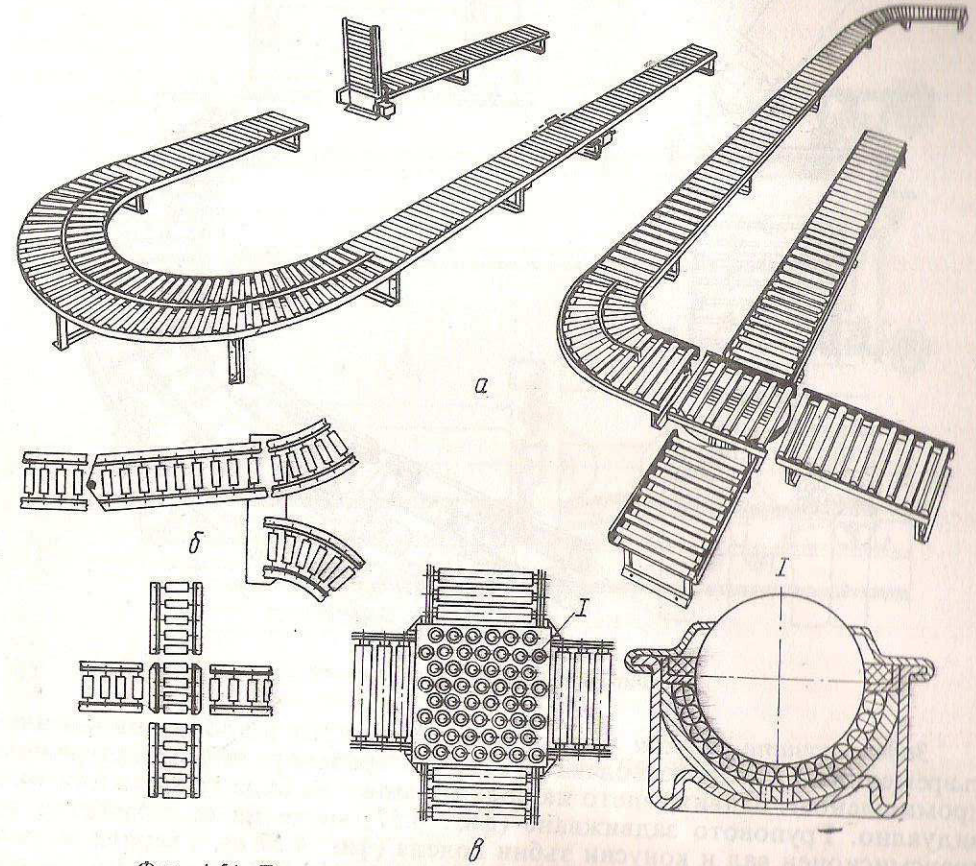
Ролковите транспортъори са неподвижни и задвижвани.

Неподвижваните ролкови транспортъори могат да се изпълнят хоризонтални и тогава товарите се тласкат ръчно. По-често обаче и тези транспортъори се изпълняват с малък (подпомагаш) наклон от 1 до 1,5%, при който не настъпва гравитационно движение на товарите, но се намалява силата, с която те трябва да се тласкат. При по-големи наклони (от 2 до 6%) товарите се движат по ролковите транспортъори гравитационно. Гравитационните ролкови транспортъори могат да имат и сложно трасе (фиг. 4.54), състоящо се от праволинейни и криволинейни участъци (фиг. 4.54 а), стрелки (фиг. 4.54 б), сачмена маса (4.54 в) и др. Ролковите транспортъори могат да се използват и за сортиране на товарите (фиг. 4.55). При неподвижни ролкови транспортъори се използват същите ролки, както и при лентовите транспортъори. При леки товари могат да се използват и пластмасови ролки. Основните параметри на гравитационните ролкови транспортъори са стандартизирани в БДС 6719 – 74. Движението на товарите по гравитационните ролкови транспортъори е обикновено равноускорително, което може да доведе до прекомерно увеличаване на скоростта, а оттам и до повреждане на товара при удар в крайния ограничител или в спирал пред него товар. Това налага при дълги ролкови транспортъори да се използват спирални ролки за регулиране (намаляване) на скоростта на товарите, които работят най-често на инерционен принцип (регулатор на скоростта).

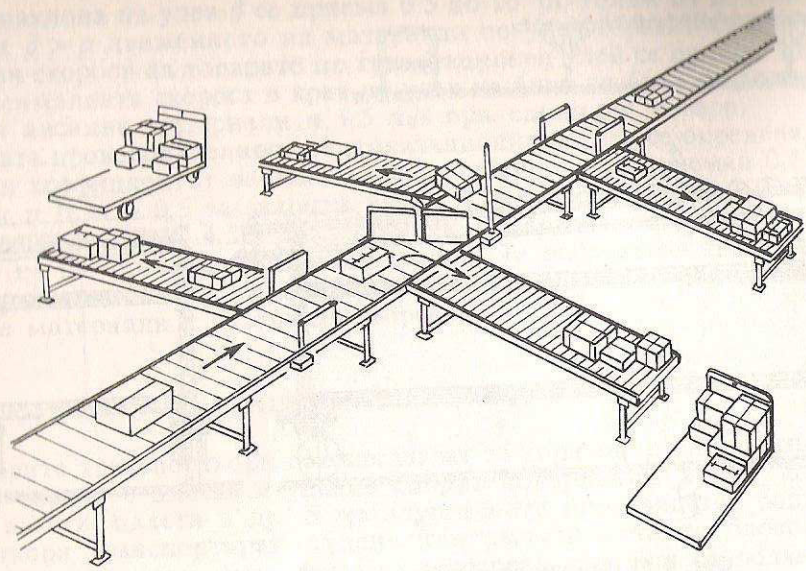
Разновидност на неподвижваните ролкови транспортъори са *дисквите транспортъори*, които се различават по вида на носещите елементи (фиг. 4.56). При дисквите транспортъори воденето на товарите в криволинейните участъци е много по-добро, тъй като отделните дискове нагаждат своята честота на въртене към съответната скорост на товара в кривата. Основните параметри на дисквите транспортъори са стандартизирани в БДС 6760 – 75.



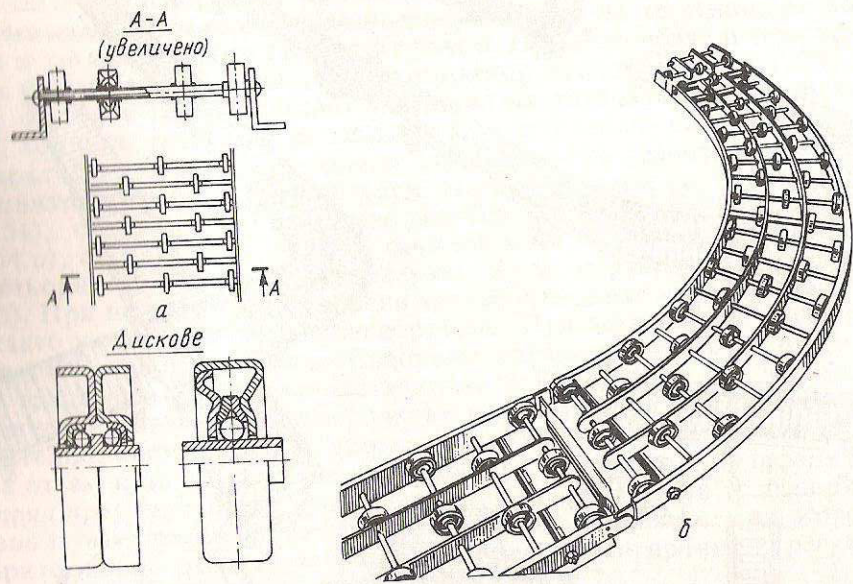
Фиг. 4.53. Секция от неподвижен ролков транспортъор



Фиг. 4.54. Трасета на неподвижни ролкови транспортъори

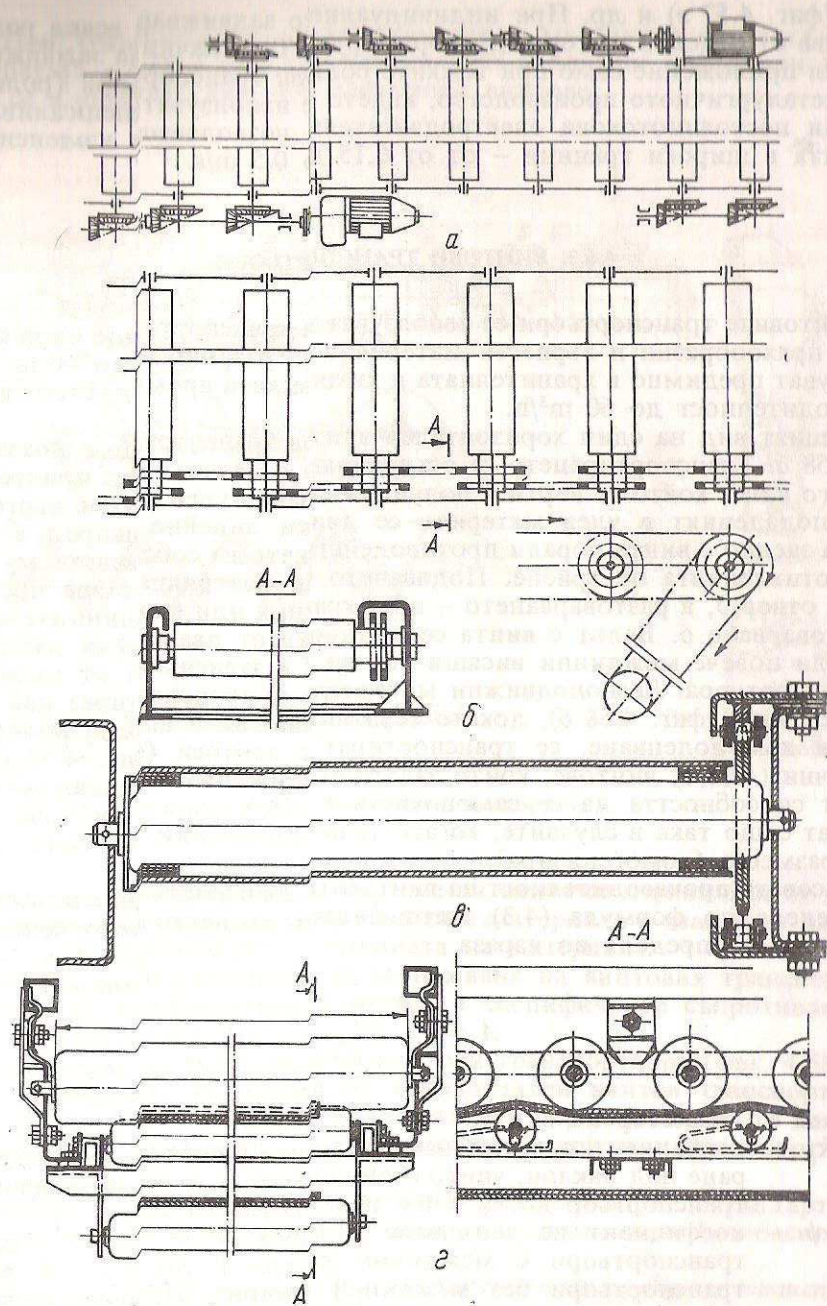


Фиг. 4.55. Използуване на ролкови транспортъори за сортиране на товари



Фиг. 4.56. Дисков транспортъор

Задвижваните ролкови транспортъори намират широко приложение в съвременния вътрешнозаводски и складов транспорт и в металургичната промишленост. Задвижването на ролките може да бъде групово или индивидуално. Груповото задвижване (фиг. 4.57) може да се осъществи чрез трансмисионен вал и конусни зъбни колела (фиг. 4.57 а), с вериги от ролка към ролка (фиг. 4.57 б), с една обща верига (фиг. 4.57 в), с притискаща



Фиг. 4.57. Ролкови транспортъори с групово задвижване

лента (фиг. 4.57 г) и др. При индивидуалното задвижване всяка ролка се задвижва от отделна мотор-редукторна група. Този начин на задвижване е намислил приложение само при тежките ролкови транспортъори (ролгангите) в металургичното производство, където се използват специални регулируеми постояннотокови електродвигатели, позволяващи изменение на скоростта в широки граници – от 0,15 до 0,5 m/s.

4.6.3. ВИНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ

Винтовите транспортъори се използват за транспортиране на лекоподвижни прахообразни и зърнести материали на разстояния до 40 m. Те се използват предимно в хранителната и химическата промишленост и имат производителност до 60 m³/h.

Общият вид на един хоризонтален винтов транспортъор е показан на фиг. 4.58 а. Транспортирането се осъществява от вала 2 чрез прикрепения към него винт, който се върти в полуцилиндричен улей 4. При въртене на винта подаденият в улея материал се движи линейно напред и не се завърта заедно с винта поради противодействието на собственото му тегло и съпротивлението от триене. Подаването на материала става през специален отвор 5, а разтоварването – през крайния или междинните отвори за разтоварване б. Валът с винта се поддържа от два крайни лагера 1 и един или повече междинни висящи лагери 3 в зависимост от дължината на транспортъора. Лесноподвижни материали се транспортират най-добре с плътен винт (фиг. 4.58 б), докато тежкоподвижни и влажни материали, склонни към полепване, се транспортират с лентови (фиг. 4.58 в) или лопатъчни (4.58 г) винтове, които задържат по-малко полепнал материал и имат способността да се самопочистват. Лопатъчните винтове се използват също така в случаите, когато транспортираният материал трябва да се размесва (хомогенизира).

Масовата производителност на винтовите транспортъори с плътен винт се определя по формула (4.3), като лицето на напречното сечение на материала се определя по израза

$$(4.66) \quad A = \frac{\pi D^2}{4} \psi k_B,$$

където D е диаметър на винта;

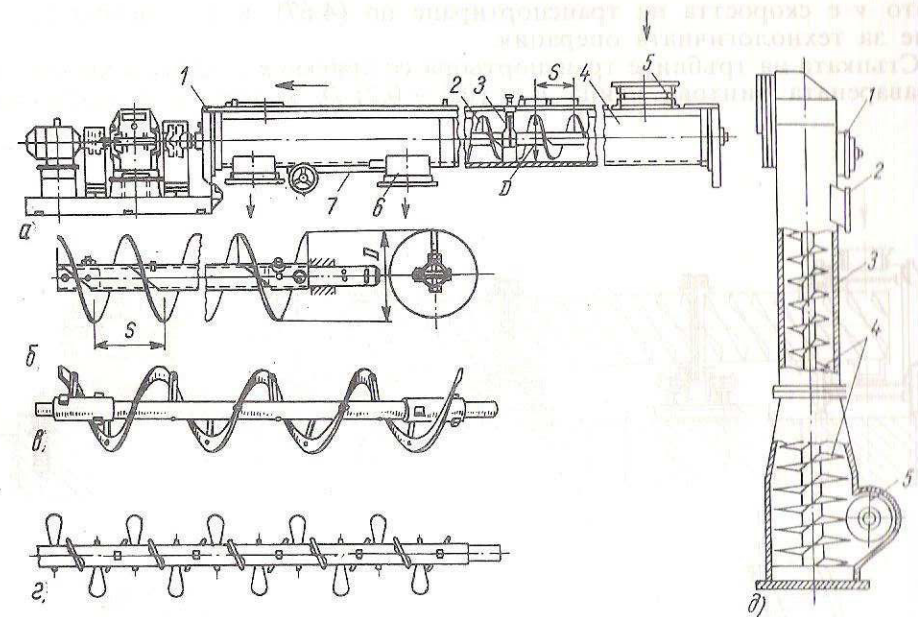
k_B – коефициент, отчитащ намаляването на лицето при транспортиране под наклон, чиито стойности са $k_B = 1$ при хоризонтален транспортъор до $k_B = 0,6$ при наклон от 20°;

ψ – коефициент на запълване (приема се $\psi = 0,125 \div 0,4$ при транспортъори с междинни лагери и до $\psi = 0,8$ за къси транспортъори без междинни лагери). Производителността при лентови и лопатъчни винтови транспортъори е с около 30% по-малка.

При стъпка на винта s в m и честота на въртене n в min⁻¹ скоростта на транспортиране се определя по израза

$$(4.67) \quad v = \frac{s \cdot n}{60}, \text{ m/s.}$$

При транспортиране на лесноподвижни материали стъпката на винта се приема $s = D$, а при трудноподвижни и влажни материали $s = 0,8 D$ или се използват дву- или триходови винтове.



Фиг. 4.58. Винтов транспортъор

Максималната честота на въртене на винта се ограничава от допустимата скорост на плъзгане между винта и материала и зависи от диаметъра на винта и абразивността и едрината на материала.

Необходимата мощност за задвижване на винтовия транспортъор се определя по приблизителния метод, а специфичните съпротивления тук имат стойности $w = 1,2 \div 4$.

Използват се и вертикални винтови транспортъори (фиг. 4.58 д), при които материалът се подава от хоризонтален винтов транспортъор 5 в тръбата 3, в която се върти плътният винт 4, задвижван от двигателен механизъм 1. Височината на транспортиране при тези транспортъори достига до 10 m.

Основните параметри на винтовите транспортъори са стандартизирани в БДС 6979 – 74, а основните изисквания по техника на безопасността – в БДС 13461 – 76.

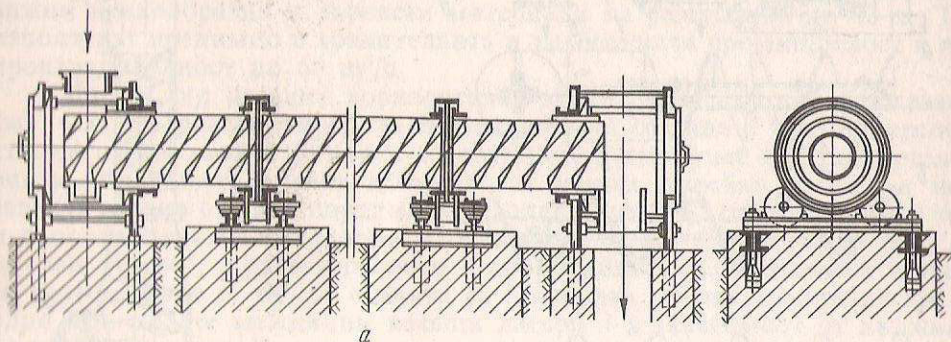
Разновидност на винтовите транспортъори са *тръбните транспортъори* (фиг. 4.59), представляващи тръба с голям диаметър, от вътрешната страна на която е заварена по винтова линия стоманена ивица. Тръбата е поставена на опорни ролки и се задвижва най-често чрез зъбен венец. Материалът се подава във вътрешността на тръбата и при въртенето ѝ се движи по оста ѝ. Тръбните транспортъори се използват за реализиране в тях на технологични процеси (смесване, изпичане, изсушаване и др.), при които транспортираният материал трябва да остане в тях определено време, редица

ментирано от технологичния процес. Дължината на тръбните транспортъри в този случай се определя от израза

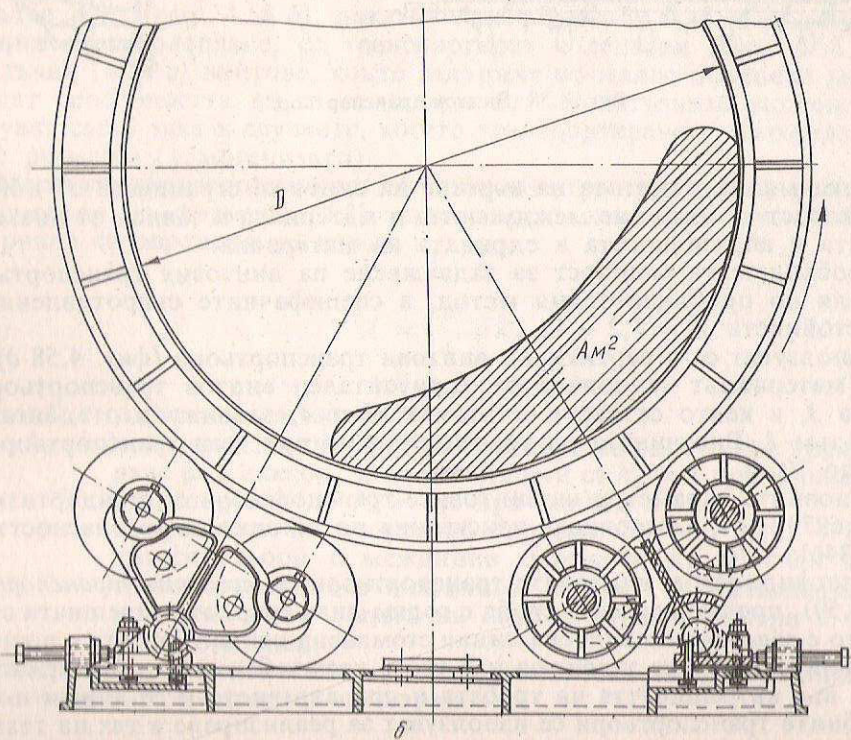
$$(4.68) \quad L = v t_T$$

където v е скоростта на транспортиране по (4.67), а t_T – необходимото време за технологичната операция.

Стъпката на тръбните транспортъри се приема $s = 0,5D$, а височината на заварената винтова ивица $h = (0,1 \div 0,2) D$, където D е вътрешният



a



b

Фиг. 4.59. Тръбен транспортъор

диаметър на тръбата. При това положение коефициентът на запълване на вътрешното сечение е $\psi = 0,2 \div 0,3$.

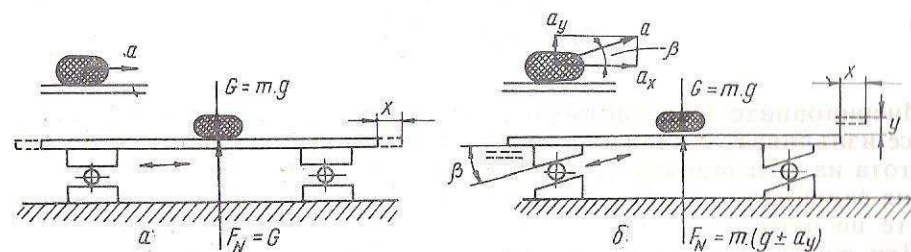
4.6.4. ТРЕПТЯЩИ ТРАНСПОРТЪОРИ

Те представляват открит или затворен улей, закрепен еластично към опорната рама, на който действа възбудител на трептения и го движи възвратно-постъпателно. В резултат на това движение транспортираният материал в улея се премества под действието на инерционните сили периодично напред с определена скорост, зависеща от кинематиката и динамиката на възбуждащия трептенията механизъм и начина на еластичното окачване на улея.

По принцип на действие трептящите транспортъри се делят на транспортъри с постоянно налягане на материала върху улея и с променливо налягане.

Транспортъорите с постоянно налягане на материала върху улея се характеризират с това, че посоката на трептенията им е ориентирана по оста на транспортъора и те извършват възвратно-постъпателно движение само в хоризонталната равнина (фиг. 4.60 a). При това силата на налягането F_N на материала върху улея остава постоянна и равна на силата на тежестта G . Улеят се придвижва напред с малко ускорение a , така че инерционната сила ma остава по-малка от триещата сила $mg\mu_0$, където μ_0 е коефициентът на триене при покой и транспортираният материал се движи напред заедно с улея. Обратният ход (връщането) на улея към изходното положение става с голямо ускорение, при което инерционната сила нараства и става по-голяма от триещата сила, материалът приплъзва върху улея, който се връща, без да увеличи материала назад.

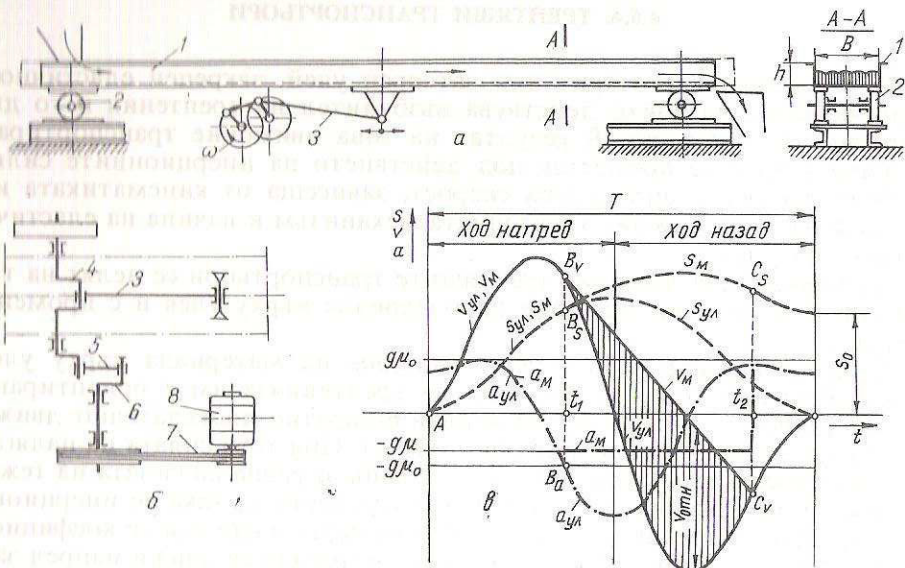
Конструкцията на един инерционен транспортъор с постоянно налягане на материала е показана на фиг. 4.61 a и б. Улеят I се движи по опорни



Фиг. 4.60. Схеми на действие на трептящи транспортъри

ролки 2. Сдвоеният коляно-мотовилков механизъм, задвижван от двигател 8 чрез предавка 7, се състои от колянов вал 6, въртящ се с постоянна честота, свързващо звено 5, колянов вал 4, въртящ се с променлива честота, и мотовилка 3 и създава такива ускорения на улея, които осигуряват преместването на материала напред. Диаграмите на преместването s , скоростта v и ускорението a на улея и материала са показани на фиг. 4.61 a. От т. А до т. В (за времето t_1) улеят и материалът се движат заедно

напред с еднаква скорост. От т. В материалът започва да се плъзга напред до т. С, където скоростите на материала и улея отново стават равни. От т. С до изходното положение на улея транспортираният материал се връща



Фиг. 4.61. Инерционен транспортър с постоянно налягане на материала върху улея

назад с улея и изминатият от него път намалява до стойността s_0 , която представлява преместването на материала за един ход и може да се определи от израза

$$4.69) \quad s_0 = \int_{t_1}^{t_2} (v_M - v_{yM}) dt.$$

Инерционните транспортъри с постоянно налягане на материала върху улея се изпълняват с дължина до 40–50 m при амплитуда от 50 до 150 mm и честота на трептенията от 40 до 80 min⁻¹. Поради сложната кинематика на задвижващия механизъм и особено поради голямото износване на улея те не намират голямо приложение.

При транспортърите с променливо налягане на материала върху улея последният трепти в равнина, наклонена под ъгъл β (фиг. 4.60 б). При това той се премества както напред (назад), така и нагоре (надолу). Движението във вертикална посока създава променлив натиск на материала върху улея:

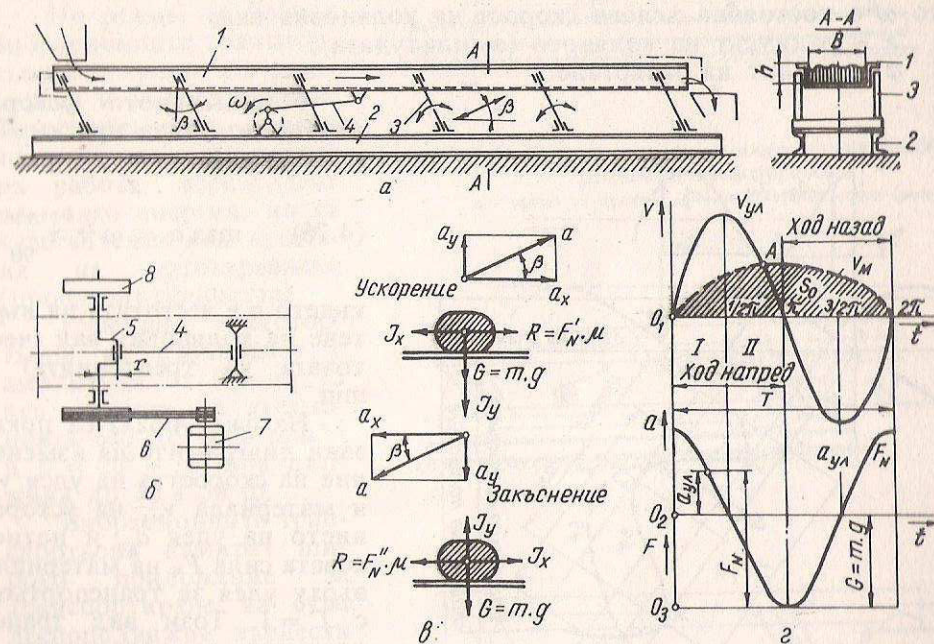
$$4.70) \quad F_N = m(g \pm a_y),$$

където a_y е вертикалната компонента на ускорението на улея. При движение на улея напред и нагоре натискът на материала върху него нараства (знакът + във формулата), увеличава се и триещата сила, която осигурява движението на материала напред. При връщане на улея назад и надолу

налягането на материала намалява (знакът – във формулата), материалът олеква и се осъществява движение само на улея назад, докато материалът продължава движението си напред. В зависимост от отношението

$$(4.71) \quad \Gamma = \frac{\max a_y}{g}$$

където Γ е коефициент на режима на работа, се различават инерционни транспортъри с променливо налягане на материала, при които $\Gamma \leq 1$ и материалът е в постоянен контакт с улея и се плъзга по него, и вибра-



Фиг. 4.62. Инерционен транспортър с променливо налягане на материала върху улея

ционни транспортъри, при които $\Gamma > 1$ и материалът се отделя от улея при всеки ход и извършва микроскокове.

Конструкцията на един инерционен транспортър с променливо налягане на материала върху улея със задвижване от коляно-мотовилков механизъм е показана на фиг. 4.62 а и б. За да се осигури движението на материала само напред и тогава, когато улеят се движи назад, необходимо е инерционната сила на материала $J_x = ma_x$ да бъде винаги по-голяма от триещата сила $R = F_N \cdot \mu$ между него и улея (фиг. 4.62 в), откъдето следва условието

$$(4.72) \quad ma_x > m(g + a_y) \mu,$$

Като се има предвид, че $a_x = a \cos \beta$ и $a_y = a \sin \beta$, (4.72) може да се представи във вида

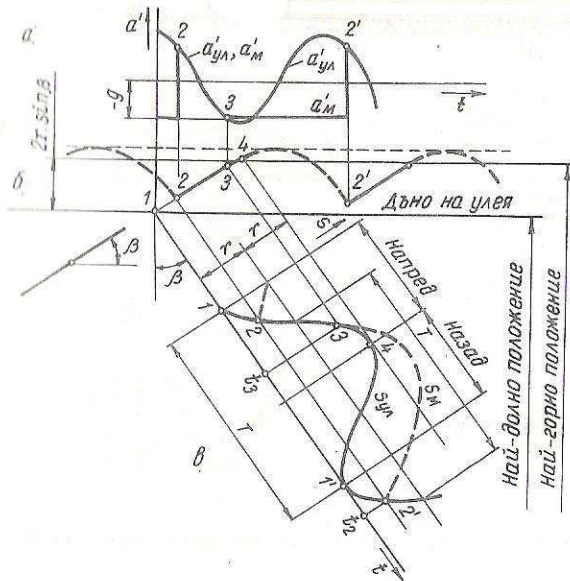
$$(4.73) \quad a > \frac{\mu g}{\cos\beta - \mu\sin\beta}$$

При задвижане с коляно-мотовилков механизъм скоростта v и ускорението a на улея се определят от изразите

$$(4.74) \quad v = \omega r \sin\varphi$$

$$(4.75) \quad a = \dot{v} = \omega^2 r \cos\varphi,$$

където ω е постоянна ъглова скорост на коляновия вал;
 r – радиусът на коляното (амплитудата);
 φ – ъгълът на завъртане.



Фиг. 4.63. Диаграма на движението на улея и материала при вибрационни транспортъри

Вибрационните транспортъри работят при коефициент на режима на работа $\Gamma > 1$, най-често $\Gamma = 1,2 \div 3,3$, при което материалът се транспортира чрез микроскокове. Принципът на работа на вибрационните транспортъри е изяснен на фиг. 4.63, където са дадени измененията на вертикалните ускорения на улея $a'_{ул}$ и на материала a'_m (фиг. 4.63 а), преместването (пътят) на материала в пространството s_m (фиг. 4.63 б) и пътят на улея $s_{ул}$ и на материала s_m в равнината на трептения на улея (фиг. 4.63 в) при режим на работа $\Gamma \approx 3,3$, който се счита за оптимален. От т. 2 до т. 3 материалът и улеят се движат съвместно, а от т. 3 до т. 2' материалът извършва микроскок.

По конструктивни белези се различават едномасови динамично неурав-

новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-

$$(4.76) \quad \max a = \omega^2 r \approx \frac{n^2 r}{90},$$

новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-

новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-

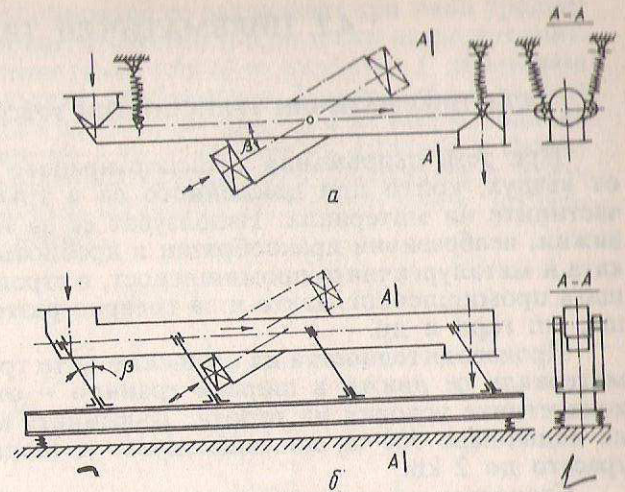
новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-

новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-

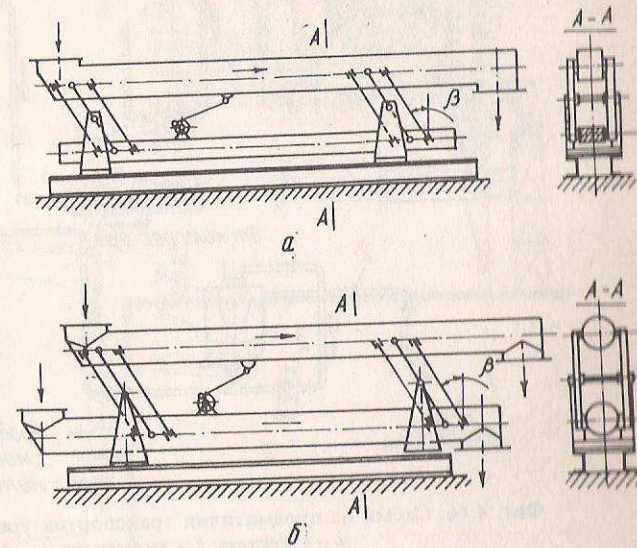
новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-

новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-

новесени (фиг. 4.64) и двумасови динамично уравни-



Фиг. 4.64. Едномасови динамично неуравновесени вибрационни транспортъри
 а – окачени на пружини; б – на еластични опори (ресори)



Фиг. 4.65. Двумасови динамично уравни-

новесени вибрационни транспортъри
 а – с уравниваща греда; б – с два транспортни улея