

ВВЕДЕНИЕ

Уровень развития и техническое состояние дорожной сети оказывают значительное влияние на экономическое и социальное развитие страны. Надежные транспортные связи способствуют повышению эффективности использования основных производственных фондов, вовлекаются в хозяйственный оборот ресурсы отдельных регионов, создаются условия для развития экономики и экономии общественного времени.

Бурно развивающийся процесс автомобилизации в нашей стране, рост объемов перевозок и их дальности, повышение скоростей движения требуют совершенствования конструкций дорожных одежд и развития сети автомобильных дорог.

Строительство автомобильной дороги состоит из отдельных технологических процессов, выполняемых в определенной последовательности и требующих больших затрат материальных и трудовых ресурсов.

В последнее время произошли значительные изменения в технологии устройства асфальтобетонных покрытий. Увеличена толщина укладываемого слоя, что улучшает условия структурообразования при уплотнении благодаря сохранению высокой температуры в течение более длительного времени. Укладка асфальтобетонной смеси на большую ширину уменьшает количество продольных стыков, что улучшает качество и долговечность дорожных покрытий, упрощает и удешевляет их сооружение.

Чтобы успешно решить поставленные задачи, необходимо технически оснастить строителей автодорог, обеспечить их высокопроизводительной дорожной техникой.

В предлагаемом учебном пособии приведены сведения по конструкции, теории, расчету основных узлов и эксплуатационных параметров асфальтоукладчиков.

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКОВ

Асфальтоукладчики предназначены для сооружения оснований и покрытий из битумоминеральных и асфальтобетонных смесей при строительстве и ремонте магистральных и городских автомобильных дорог, тротуаров, площадей и аэродромов.

В настоящее время применяется три типа асфальтоукладчиков: прицепные, полуприцепные и самоходные.

Прицепные асфальтоукладчики выпускаются для работы на базе автосамосвалов и являются машинами циклического действия (табл.1.1).

Таблица 1.1.

Техническая характеристика прицепных
асфальтоукладчиков

Основные параметры	Значения основных параметров оборудования фирм (стран)				
	Laidinger (Германия)	Richier (Франция)	Good Roads (США)	Layton H-500 (США)	Gatesleben (Германия)
Ходовая часть	Колесная	Ползунковая	Колесная	Гусеничная	Ползунковая
Производительность, т/ч	60	50	-	-	40
Емкость бункера, м ³	-	-	-	1,5	1,4
Ширина укладываемой полосы, м	2,5...3,75	до 3,5	до 3,5	2,4...3,6	1,8; 2,0; 2,5
Толщина укладываемого слоя, см	-	-	-	25	-
Масса, т	1,0	1,16	-	1,1	0,8
Габаритные размеры, мм:					
длина	2 400	-	-	1 800	2 000
ширина	1 500	-	-	2 400	2 630
высота	1 250	-	-	1 200	1 230

Для того, чтобы асфальтоукладчик подготовить к работе, необходимо установить требуемую ширину укладываемой полосы и толщину слоя асфальтобетона и затем соединить его с автосамосвалом с помощью сцепного устройства. Автосамосвал поднимает кузов и перегружает смесь в бункер укладчика, и далее в процессе укладки асфальтоукладчик перемещается автосамосвалом. После опорожнения бункера автосамосвал останавливается, и асфальтоукладчик перецепляется к следующей машине. Достоинством этих машин является простота конструкции, а недостатком – невысокая производительность из-за потерь времени на смену самосвалов.

Полуприцепные асфальтоукладчики выпускаются в качестве рабочего оборудования к тракторам и автогрейдером (табл. 1.2).

Таблица 1.2.

Техническая характеристика полуприцепных асфальтоукладчиков

Основные параметры	Значения основных параметров оборудования фирм (стран)			
	Волгодонский ОЭЗ (Россия)		Брянский завод дорожных машин (Россия)	Ulrih (США)
Модель, индекс	СД-406	СД-408	ДС-175	-
1	2	3	4	5
Базовый тягач	T-150K	ДТ-75	T-150 КА	Бульдозер, автогрейдер
Ходовая часть	Колесная	Гусеничная	Колесная	Колесная
Производительность, т/ч	100	100	100	-
Вместимость бункера, т	8	6	8	2
	(бездонный бункер)		(бездонный бункер)	
Ширина укладки, м	3,5 и 3,75	3,5 и 3,75	3,0; 3,5; 4,0; 4,5	2,4...4,8
Толщина укладываемого слоя, см	3...8	до 12	до 25	до 50
Скорость:				
рабочая, м/мин	-	5,5...16,5	1,87...3,34	-
транспортная, км/ч	-	4,8	до 25	-

Окончание табл.1.2.

1	2	3	4	5
Масса, т	5,5	12,0	12,5	-
Габаритные размеры, мм:				
длина	9 750	7 400	-	-
ширина	3 620	3 650	-	-
высота	3 165	3 000	-	-

Эти машины производительнее прицепных, так как работают как единое целое и нет затрат времени на смену тягача.

Самоходные асфальтоукладчики являются машинами непрерывного действия, обеспечивают безостановочную укладку и достижение требуемого качества асфальтобетонных покрытий (табл. 1.3). Этим объясняется широкое многообразие существующих моделей и преимущественное использование самоходных асфальтоукладчиков.

Таблица 1.3.

Техническая характеристика самоходных асфальтоукладчиков стран СНГ

Модель, индекс	Значения основных параметров асфальтоукладчиков фирм (стран)					
	Николаевский завод «Дормаш» (Украина)			Вышневолоцкий ОЭЗ (Россия)	Брянский завод ДМ (Россия)	АО «СиММ» (Россия)
1	2			3	4	5
Модель, индекс	ДС-143А	ДС-173	ДС-179	СД-404Б	ДС-181	ДС-191
Ходовая часть	Гусеничная	Колесная	Гусеничная	Колесная	Колесная	Колесная
Производительность, т/ч	170	250	250	200	250	250
Вместимость бункера, т	10	12	12	12	12	12
Тип рабочего органа	Составной	Раздвижной	Раздвижной	Составной	Раздвижной	Раздвижной
Тип привода хода	Механич.	Гидравлич.	Гидравлич.	Механич.	Гидравлич.	Гидравлич.
Ширина укладки, м	3,0...4,5	3,0...7,0	3,0...7,0	3,0...7,5	3,0...7,5	3,0...4,5
Толщина укладываемого слоя, см	до 20	до 30	до 30	до 30	до 30	до 30
Скорость: рабочая, м/мин	1,58...8,57	1...37	1...14	до 15	до 15	до 15

Асфальтоукладчики. Конструкция и расчет

транспортная, км/ч	0,95	до 15,8	0,3...4,6	до 15	до 15	до 15
1		2		3	4	5
Мощность двигателя, кВт	44	77	77	77	77,2	70
Масса, т	13,0	17,3	17,6	17,3	20,0	19,4
Габаритные размеры, мм:						
длина	5 250	6 200	6 115	6 425	7 220	7 200
ширина	3 150	3 150	3 150	3 160	3 420	3 420
высота	3 300	3 600	3 595	3 500	2 810	2 810

Окончание табл.1.3.

Таблица 1.4.

Техническая характеристика самоходных
асфальтоукладчиков фирмы Vögele (Германия)

Основные параметры	Значения основных параметров асфальтоукладчиков			
Модель, индекс	Супер 1500/1502	Супер 1800/1804	Супер 2000	Супер Бой
Ходовая часть	Гусеничная / колесная	Гусеничная / колесная	Гусеничная / колесная	Гусеничная
Производительность, т/ч	3500	600	800	50
Вместимость бункера, т	12	13	15	3,5
Тип рабочего органа	Раздвижной	Раздвижной	Раздвижной	Раздвижной
Тип привода хода	Гидравлич.	Гидравлич.	Гидравлич.	Гидравлич.
Ширина укладки, м	2,0...6,0	2,5...9,0	3,0...12,0	1,0...2,6
Толщина укладываемого слоя, см	до 25	до 30	до 30	до 15
Скорость:				
рабочая, м/мин	до 15	до 15	до 18	до 15
транспортная, км/ч	до 4,5/20	до 4,5/20	до 3,6	до 2,8
Мощность двигателя, кВт	51	121	160	28
Масса, т	14,5	18,9	25,5	4,7
Габаритные размеры, мм:				
длина	5 470	5 605	5 800	4 500
ширина	3 200	3 255	3 975	2 700

высота	3 630	3 635	3 685	1 940
--------	-------	-------	-------	-------

Каждый тип асфальтоукладчиков имеет экономически целесообразную область применения, определяемую требованиями и условиями строительства.

Выбор типа асфальтоукладчика зависит от темпа строительства, толщины и ширины укладываемого слоя, объема и фронта работ и др. [11] (рис. 1.1).

Анализ графика показывает, что при небольших объемах работ до V_1 экономически целесообразно укладывать асфальтобетонную смесь вручную, при объеме работ от V_1 до V_2 – прицепными и полуприцепными укладчиками, а при больших объемах – самоходными асфальтоукладчиками. Этим объясняется параллельное развитие конструкций всех типов машин.

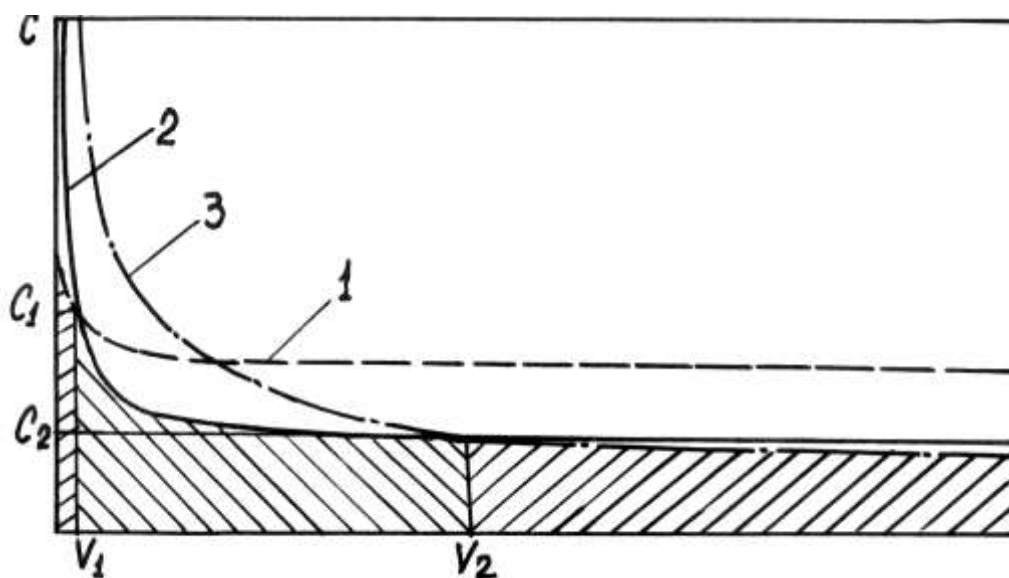


Рис.1.1.1. Зависимость стоимости укладки 1 м покрытия C от объема работ V :

1-укладка вручную; 2-при работе прицепными и полуприцепными укладчиками; 3-при работе самоходными асфальтоукладчиками

По главному параметру – производительности – самоходные асфальтоукладчики делят на легкие – до 75 т/ч, средние – 75...150 т/ч, тяжелые – 150...300 т/ч и сверхтяжелые – свыше 300 т/ч.

По типу ходовой части асфальтоукладчики разделяют на гусеничные, колесные и комбинированные.

Гусеничное ходовое оборудование малочувствительно к неровностям, оказывает небольшое давление на основание, что особенно важно при передвижении по свежееуложенному асфальтобетону. Гусеничное ходовое оборудование отличают высокая маневренность и большое тяговое усилие. Недостатки – большая металлоемкость и стоимость, быстрый износ, малая транспортная скорость, а также возможность повреждения покрытия при крутых разворотах.

Наибольшее применение нашли двухопорные (двухгусеничные) асфальтоукладчики, некоторые фирмы (например, модель «Gross» фирмы «Linnhoff», Германия) выпускают трехопорные и даже четырехопорные широкозахватные модели со всеми ведущими гусеницами (модель «Auto-grade» фирмы «Constraction Machinery Inc», США) [11].

Колесные асфальтоукладчики наряду с гусеничными нашли самое широкое применение. К преимуществам колесных машин относят более высокую транспортную скорость (до 20 км/ч) и другие, исходя из недостатков гусеничных. Колесные асфальтоукладчики бывают двухосные (с одной ведущей осью), трехосные (с одной или двумя ведущими осями) и четырехосные (с двумя ведущими осями).

Комбинированные асфальтоукладчики имеют в качестве рабочего хода – гусеницы, а в качестве транс-

портного хода – пневматические колеса (например, модель 879В фирмы «Barber-Greene», США; модель NF35В фирмы «Niigata», модели 205 и 304 фирмы «Sakai Works Co.», Япония и др.). Укладчики этого типа имеют выдвижные пневмоколеса для транспортировки в прицепе к автосамосвалу со скоростью до 20 км/ч, а в рабочем режиме сохраняются все преимущества гусеничного ходового оборудования.

"Строительные нормами и правилами" дороги, в зависимости от их значения, подразделяют на пять категорий. Кроме того, приняты две категории для подъездных дорог промышленных предприятий. Ширина проезжей части дорог составляет 4,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0; 11,0; 11,25; 15,0 м и более.

Асфальтоукладчики оборудуются рабочим органом, ширина которого от минимальной до максимальной может принимать значения, кратные ширине проезжей части.

По данным, полученным от проектных организаций [6], наибольшие объемы работ приходятся на укладчик с шириной рабочего органа 4,5 м (рис. 1.2). Поэтому целесообразность создания такой машины не вызывает сомнений. С целью повышения производительности необходим также выпуск машин с шириной рабочего органа до 7 и 9 м. Создание более мощных машин с шириной рабочего органа до 11...12 м нецелесообразно из-за малых объемов работ при этих значениях ширины.

Эти выводы подтверждаются данными о потребности дорожно-строительных организаций в гусеничных и колесных укладчиках (рис.1.3), свидетельствующими о том, что основная потребность приходится на гусеничные укладчики с шириной рабочего органа 6...7 м.

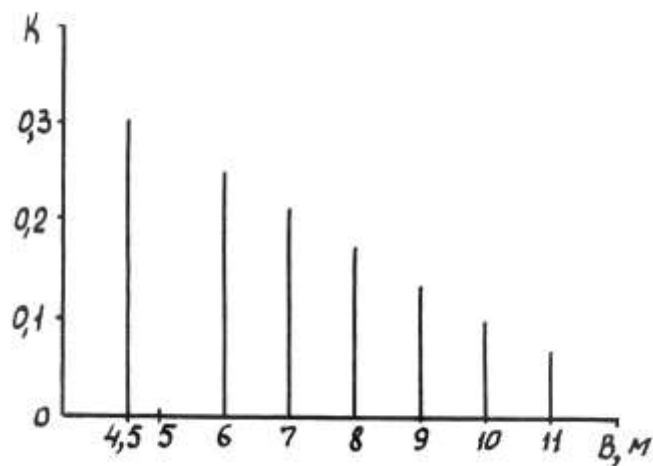


Рис.1.2. Относительные объемы работ K , приходящиеся на асфальтоукладчик с условной шириной B рабочего органа

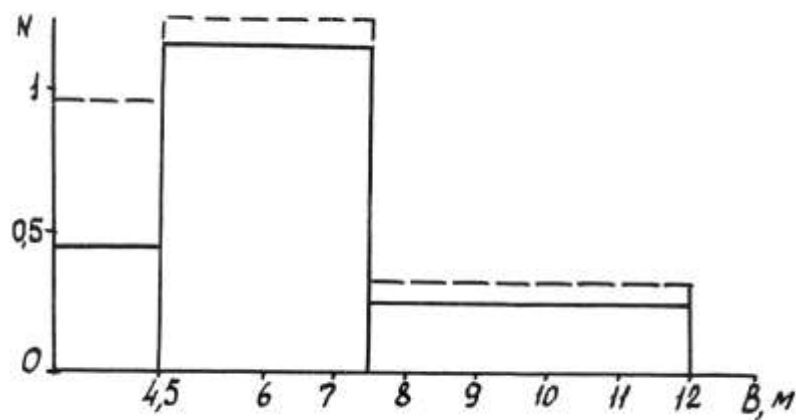


Рис.1.3. Потребность N дорожно-строительных организаций в асфальтоукладчиках с различной шириной B рабочего органа:

_____ колесный ход; - - - гусеничный ход.

Анализ показывает [6], что для удовлетворения потребностей дорожно-строительных организаций и выполнения планируемых объемов работ парк асфальтоукладчиков должен состоять из 32 % гусеничных машин с шириной рабочего органа до 4,5 м; 50 % колесных машин с рабочим органом шириной до 7 м и 18 % гусеничных машин с шириной рабочего органа до 9 м.

2. УСТРОЙСТВО И РАБОТА АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКА

Асфальтоукладчики предназначены для приема асфальтобетонной смеси из транспортных средств, распределения по дорожному основанию и предварительного уплотнения. Смесь нужно не только распределить слоем заданной толщины, но обязательно выдержать поперечный и продольный профили дорожного покрытия.

Самоходный гусеничный асфальтоукладчик состоит из ходового оборудования и рабочего органа. Гусеничное оборудование обеспечивает передвижение машины, прием и распределение асфальтобетонной смеси. Рабочий орган представляет собой группу уплотняющих и выравнивающих механизмов.

Все агрегаты и механизмы асфальтоукладчика собраны на верхней и нижней рамах (рис.2.1).

К нижней раме 13 шарнирно навешены гусеничные тележки 11.

На верхней раме 5 расположены: двигатель 23, коробка передач 21, гидромуфты 22, система управления 4, гидросистема 10, пульт управления 6, пульт поворотный 3, электрооборудование 7, сиденье 2 и тент 8.

На нижней раме расположены: бункер 12, питатели 24, шнеки 19 и промежуточные валы приводов хода, питателей и шнеков.

Все агрегаты и механизмы закрыты шумоизоляционными капотами 9, облицовками и настилами 20.

Рабочий орган с помощью лонжеронов шарнирно соединен с нижней рамой 4 и состоит из выравнивающей плиты 15, трамбующего бруса 17 с приводом 18, регулятора толщины укладываемого слоя смеси 1, регулятора профиля 16 и механизма обогрева плиты 14.

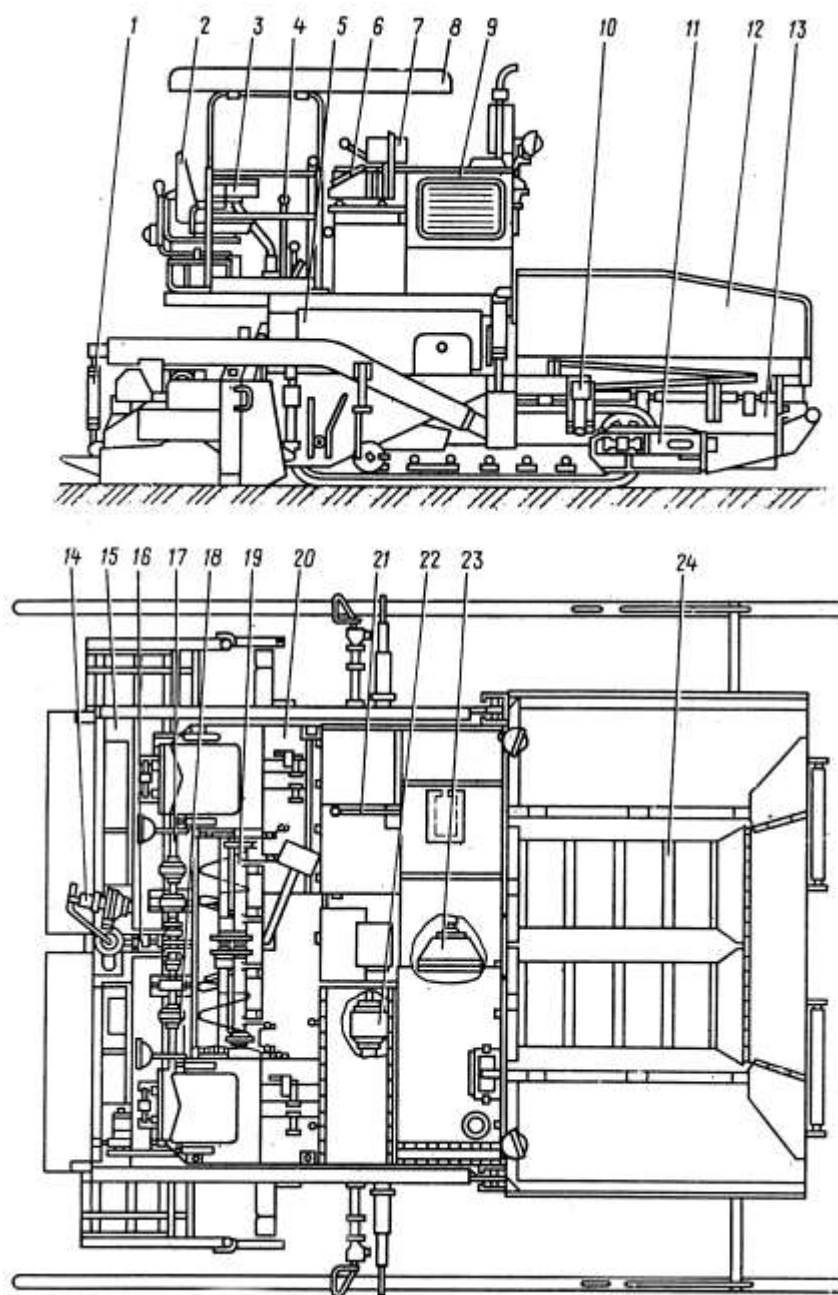


Рис.2.1. Асфальтоукладчик гусеничный

Работает асфальтоукладчик следующим образом (рис.2.2). Асфальтобетонная смесь из кузова автосамосвала 1, перемещаемого во время выгрузки толкающим усилием роликов 2 укладчика, выгружается в приемный бункер 3. Из бункера смесь через регулируемое разгрузочное отверстие 5 у дна бункера подается скребковыми питателями 4 на дорожное полотно. Количество поступающей из бункера смеси регулируется положением заслонки 11, устанавливаемой на различной высоте регулировочными винтами 10.

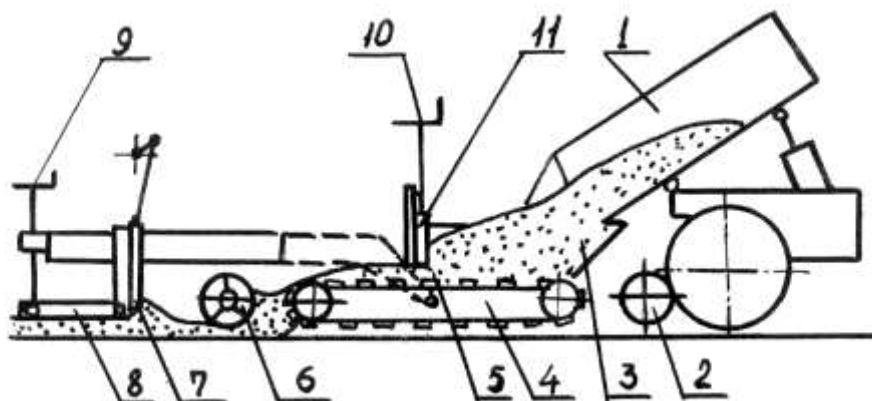


Рис.2.2. Технологическая схема асфальтоукладчика

Смесь на дорожном полотне распределяется по всей ширине винтовыми конвейерами 6, уплотняется и выравнивается трамбующим брусом 7 и выглаживающей плитой 8. Для получения заданного поперечного профиля (плоского горизонтального, одно- или двухскатного) выглаживающая плита по длине разделена на две части, соединенные внизу шарниром, а сверху - винтовой

стяжкой.

Толщину укладываемого слоя смеси по всей ширине регулируют, поднимая или опуская края выглаживающей плиты с помощью винтов регулятора толщины 9.

Для изменения ширины укладываемой полосы предусмотрены уширители распределительных шнеков, трамбующего бруса и выглаживающей плиты.

Асфальтоукладчики оборудованы системой автоматического регулирования, которая обеспечивает контроль и регулирование продольного профиля и поперечного уклона поверхности укладываемого покрытия. Ровность покрытия создается с помощью натянутого стального каната или бордюра, а также поверхности основания или покрытия соседней полосы.

3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИНЫ

Задание на проектирование асфальтоукладчика включает следующие исходные данные: тип двигателя; конструктивно-расчетную производительность P_a , т/ч; ширину укладки B , м; толщину укладываемого слоя h , см; наибольшую транспортную скорость машины V_{max} , км/ч; температуру укладываемой смеси t_0 ; коэффициент уплотнения смеси K_y ; дальность возки смеси самосвалами L , км; тип дороги, по которой транспортируется смесь от смесительной установки.

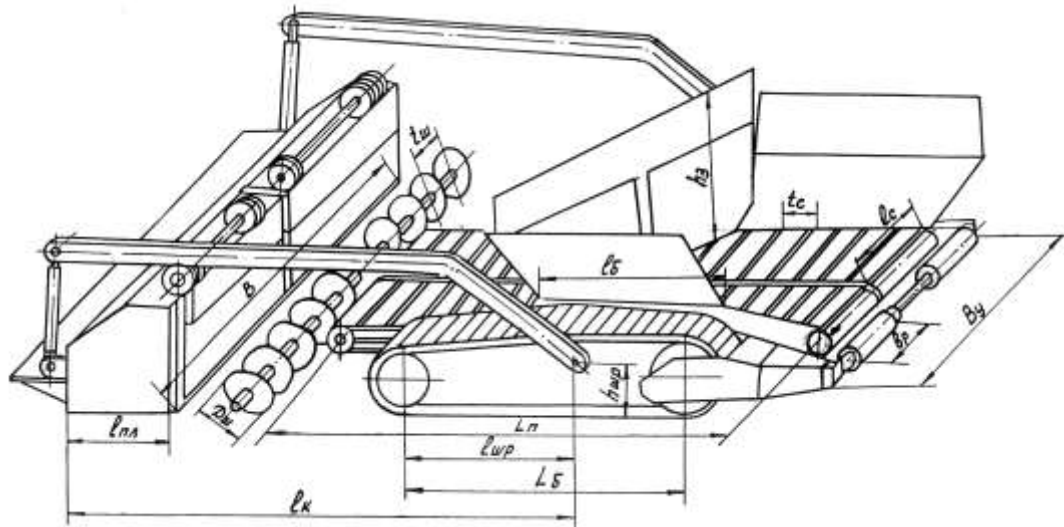


Рис.3.1. Схема для расчета основных параметров асфальтоукладчика

3.1. Расчет основных технологических параметров

В технологическом расчете в первую очередь определяется количество асфальтобетонной смеси, которое

должно загружаться в приемный бункер укладчика, т:

$$m_{см} = \frac{\Pi \cdot a \cdot t_M}{60}, \quad (3.1)$$

где t_M - время от момента освобождения от смеси предыдущего автосамосвала до начала разгрузки следующего при "подпоре" самосвалов (при хорошей организации работ), $t_M=2.0 \dots 2,5$ мин.

Геометрическая емкость приемного бункера равна, м [12]:

$$V = \frac{m_{см}}{K_H \cdot \gamma_I}, \quad (3.2)$$

где K_H - коэффициент наполнения бункера, $K_H = 0,6 \dots 0,7$; γ_I - насыпная объемная масса асфальтобетонной смеси, $\gamma_I = 1.8$ т/м³.

Рабочая скорость передвижения асфальтоукладчика при непрерывном движении машины определяется, м/мин:

$$v = \frac{\Pi \cdot a}{60 \cdot B \cdot h \cdot \gamma}, \quad (3.3)$$

где γ - объемная масса уложенной смеси, $\gamma=2,0$ т/м³.

На асфальтоукладчиках выравнивающие плиты применяются статического действия и вибрационные. В случае работы трамбующего бруса с виброплитой воздействие плиты от установленного на ней вибратора практически не оказывает влияния на увеличение плотности асфальтобетонной смеси после воздействия трамбующего бруса, но способствует улучшению качества поверхности уплотненного покрытия. Было установлено [9], что при работе трамбующего бруса со статической плитой при скорости передвижения асфальтоукладчика более 5,5 м/мин появляются разрывы на поверхности покрытия. Применение виброплит позволяет увеличить ско-

рость передвижения укладчика до 8 м/мин.

Для подачи асфальтобетонной смеси из приемного бункера к распределительным шнекам обычно применяют два скребковых питателя. Скорости движения цепей питателей синхронизированы со скоростью передвижения укладчика. Суммарная производительность питателей должна быть равна $1,5 P_a$. Для регулирования количества смеси, подаваемой питателями к шнекам, служат заслонки.

Питатели подают асфальтобетонную смесь к двум распределительным шнекам, наибольшая производительность каждого из которых должна быть равна производительности скребкового питателя:

$$P_{ш} = 0,75 P_a . \quad (3.4)$$

3.2. Выбор грузоподъемности и необходимого количества автосамосвалов

Эффективность работы асфальтоукладчика в значительной степени зависит от правильной организации транспортирования асфальтобетонной смеси.

Количество асфальтобетонной смеси, загружаемое в приемный бункер укладчика, определяется по формуле (3.1), в соответствии с которым по табл.3.1. выбирается автосамосвал грузоподъемностью близкой или кратной этому количеству.

Число автосамосвалов для безостановочной работы асфальтоукладчика определится

$$N_c = \frac{P_a}{P_c} , \quad (3.5)$$

где P_c – производительность автосамосвала, подвозящего асфальтобетонную смесь со смесительной установ-

ки к укладчику, т/ч;

$$P_c = \frac{60g_c}{T_{\text{ц}}}, \quad (3.6)$$

где g_c - грузоподъемность самосвала, т; $T_{\text{ц}}$ - время цикла, мин.

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{зр}} + \frac{120 \cdot L}{v_{\text{ср}}} + t_{\text{в}} + t_{\text{м}}, \quad (3.7)$$

где $t_{\text{зр}}$ - время загрузки кузова автосамосвала асфальтобетонной смесью, мин; $t_{\text{м}}$ - см. формулу (3.1).

Ориентировочно можно рассчитать

$$t_{\text{зр}} = 0,5 \cdot g_c + 2;$$

$t_{\text{в}}$ - длительность разгрузки кузова автосамосвала, мин, $t_{\text{в}} = 1.5 \dots 2,0$ мин; L - дальность возки асфальтобетонной смеси, км; $v_{\text{ср}}$ - средняя скорость движения автосамосвала, км/ч (табл.3.2).

Таблица 3.1.

Техническая характеристика автомобилей-самосвалов

Параметры	Марки машин					
	ГАЗ-3507	ЗИЛ-4505	МАЗ-5549	КамАЗ-5511	КрАЗ-25651	КрАЗ-6510
1	2	3	4	5	6	7
Грузоподъемность, т	4,0	6,0	8,0	10,0	12,5	13,5
Масса снаряженного автомобиля, т	3,84	4,91	7,23	8,85	10,85	11,1
Полная масса, т	7,99	11,13	15,37	19,00	23,51	24,68
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	6x4	6x4	6x4
База, мм	3700	3300	3400	2840+ 1320	4080+ 1400	4080+ 1400
Колея, мм:						
передних колес	1630	1800	1970	2026	1970	2030
задних колес	1690	1790	1900	1856	1920	1825
Мощность двигателя, кВт	77,2	110	132,4	154	176	176
Кузов:						

Асфальтоукладчики. Конструкция и расчет

Окончание таблицы 3.1.

1	2	3	4	5	6	7
вместимость, м ³	5,0	3,8	5,1	6,6	6,0	8,0
Направление разгрузки	На три стороны	Назад	Назад	Назад	Назад	Назад
Время опрокидывания, с	15	15	15	19	20	20
Габаритные размеры. Мм:						
Длина	6170	6980	5785	7140	8110	8290
ширина	2500	2500	2500	2500	2575	2472
высота	3086	2525	2785	2700	2835	2726

Таблица 3.2.

Значения скоростей движения автосамосвалов
по дорогам с разным видом покрытия

Тип дороги	Класс доро- ги	Средняя расчетная ско- рость движения, км/ч, при дальности возки				
		3	4	5	6	7
1	2	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0
Асфальтовые, бетонные	I	20	25	35	35	35
Щебеночные, гравийные	II	18	22	30	30	30
Булыжная мостовая	III	16	20	27	27	27
Грунтовые	IV	15	17	25	25	25

Примечание: При движении в городских условиях скорость для всех ма-
шин принимается 19 км/ч.

4. ПРИЕМНОЕ УСТРОЙСТВО УКЛАДЧИКА

Приемные устройства предназначены для приема асфальтобетонной смеси из автотранспортных средств. К ним относят упорную балку с толкающими роликами и бункер.

4.1. Упорная балка

Так как прием материала из автосамосвалов производится без остановки асфальтоукладчика, последний толкает перед собой разгружающийся автосамосвал, упираясь в колеса упорными балками с толкающими роликами. Упорная балка (рис.4.1.) представляет собой присоединенный к нижней раме 1 укладчика металлический брус 2, к которому спереди на проушинах 3 крепятся два толкающих ролика 4, расположенных по осям задних колес 5 автосамосвала.

В конструкциях современных асфальтоукладчиков применяют поворотные упорные балки, шарнирно укрепленные на нижней раме. Это объясняется тем, что направление движения укладчика не всегда совпадает с направлением движения автосамосвала, например, при его подъезде к укладчику или на закруглениях дороги.

При жестком закреплении упорной балки в контакте с колесами автосамосвала находится один толкающий ролик, возникает несимметричная нагрузка на раму, разворачивающая укладчик, машину трудно удержать по курсу, что ведет к нарушению ровности покрытия.

Благодаря установке поворотной балки оба толкающих ролика нагружаются равномерно, облегчается управление асфальтоукладчиком и отпадает необходи-

мость в дополнительном маневрировании автосамосвалов при подъезде к укладчику.

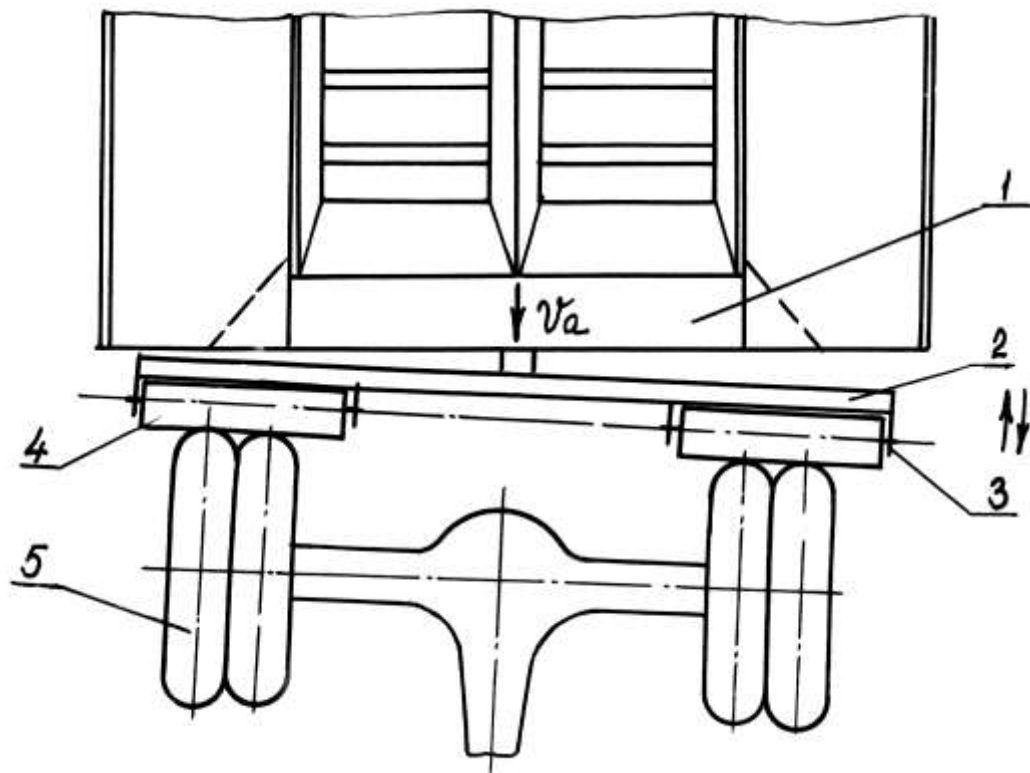


Рис. 4.1. Схема работы поворотной упорной балки асфальтоукладчика

Асфальтоукладчик может работать с автосамосвалами разной грузоподъемности, поэтому при проектировании упорной балки желательно предусмотреть возможность регулировки расположения толкающих роликов по высоте. Различие же в размерах колеи задних колес автосамосвалов учитывается выполнением толкающих роликов достаточной длины.

Анализ существующих в мире конструкций асфальтоукладчиков [11] позволяет рекомендовать следующие параметры упорной балки (рис.4.2):

- длину упорной балки B_y - 2 300 мм;
- длину толкающего ролика b_p - 650 мм;
- диаметр толкающего ролика d_p - 90...1 200 мм;
- расстояние от оси ролика до дороги h_p - 350...430 мм.

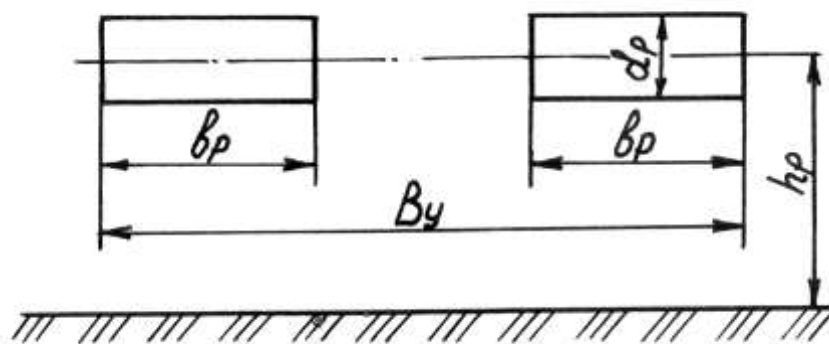


Рис.4.2. Схема к определению основных параметров упорной балки

4.2. Бункер

Бункер асфальтоукладчика, предназначенный для приема материалов непосредственно из кузова автосамосвала, служит для накопления материала и обеспечения непрерывной работы укладчика с заданной производительностью.

Таким образом, бункер согласует циклическую подачу асфальтобетонной смеси с непрерывной ее укладкой в покрытие.

Приемные бункеры бывают двух типов: с активными

питающими органами – питателями, и не имеющие питателей – бездонные, у которых днищем бункера служит основание дороги.

На самоходных асфальтоукладчиках нашли применение бункеры с питателями (рис.4.3).

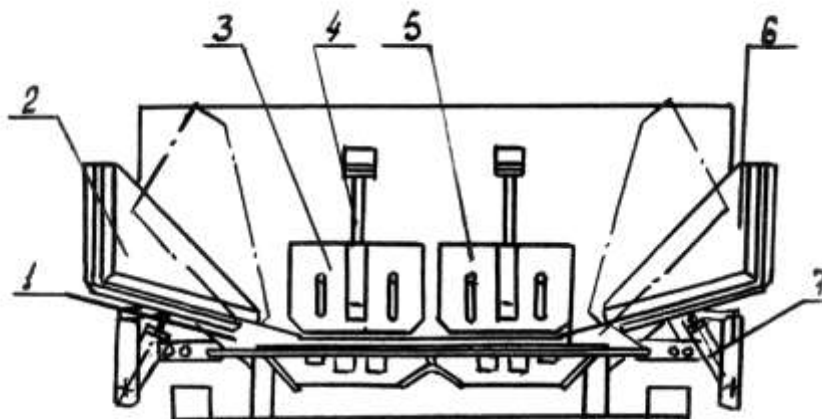


Рис.4.3. Бункер

Бункер асфальтоукладчика образован передними стенками рам, левой 2 и правой 6 боковинами, а дном служат стальные листы, закрепленные на раме на всю ее длину. По этим листам асфальтобетонная смесь перемещается скребковыми питателями из передней в заднюю часть машины.

Заслонки бункера 3 и 5 шиберного типа, установлены на передней стенке верхней рамы, перемещаются винтами 4 и служат для регулирования количества смеси, подаваемой к распределительным шнекам.

Поворачиваемые гидроцилиндрами боковины облегчают поступление смеси на питатели и ликвидируют

ручной труд по очистке боковых стенок.

Геометрическая емкость приемного бункера определяется по формуле (3.2).

Ширина бункера B_6 (рис.4.4) не зависит от типа асфальтоукладчика, а определяется габаритными размерами автосамосвала (табл.3.1) и назначается в пределах 2,8...3,2 м.

Ширина боковин b_6 составляет 0,6...1,0 м в зависимости от принятой ширины скребкового транспортера.

Угол наклона нижней части боковин φ_p составляет 15...18°, при подъеме угол наклона нижней части боковин φ_v составляет 50...55°.

Высота задней стенки бункера h в существующих моделях машин составляет 0,55...0,80 м, а высота передней стенки h_n находится в пределах 0,47...0,65 м (большие значения для более тяжелых машин).

Задавшись значениями вышеперечисленных геометрических параметров бункера, можно подсчитать его длину следующим образом. Геометрическая емкость бункера равна (рис.4.4):

$$V = V_1 + V_2 + V_3,$$

или в развернутом виде:

$$V = l_6 \left((B_6 - b_6) b_6 \cdot \operatorname{tg} \varphi_p + l_6 \left(h_n b_6 \operatorname{tg} \varphi_p \right) B_6 + 0,5 l_6 \left(h_3 - h_n \right) B_6 \right); \quad (4.1)$$

отсюда

$$l_6 = \frac{V}{\left((B_6 - b_6) b_6 \operatorname{tg} \varphi_p + \left(h_n - b_6 \operatorname{tg} \varphi_p \right) B_6 + 0,5 \left(h_3 - h_n \right) B_6 \right)}.$$

Подставляя в (4.1) значения V , вычисленные по формуле (3.2), можно определить значение l_6 . В существующих конструкциях асфальтоукладчиков длина бункера изменяется в пределах 1,1...1,3 м (укладчики

легкого типа), 1,5 м (среднего типа) и до 2,0 м (тяжелые укладчики). Если при расчете по формуле (4.1) длина бункера получилась более приведенных рекомендаций, следует увеличить высоту стенок бункера и повторить расчет.

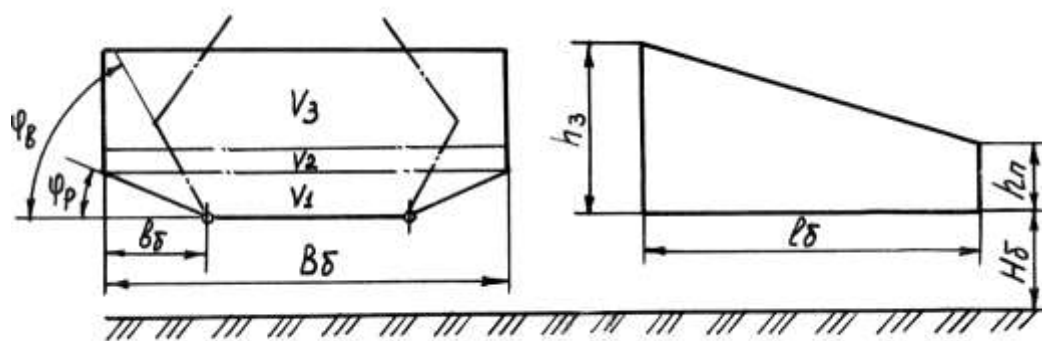


Рис.4.4. Схема к определению основных параметров приемного бункера

Для всех моделей длина бункера составляет примерно 0,5 длины ходовой части (без рабочих органов) [11].

Высота боковых стенок бункера от основания определяется разгрузочной высотой кузова автосамосвала (нижней кромки заднего борта при поднятом кузове) и составляет около 0,5 м.

4.3. Питатель

Наибольшее распространение получили асфальтоукладчики с двухсекционными питателями, работающими по принципу погруженных скребков.

Скребковый питатель (рис.4.5) получает крутящий момент от приводной звездочки 7 на ведущие звездочки

1, установленные на приводном валу 5, вращающемся в подшипниковых опорах 6. Тяговые цепи 2 натянуты с помощью винтового натяжного устройства 3 между ведущими звездочками 1 и натяжными колесами 8.

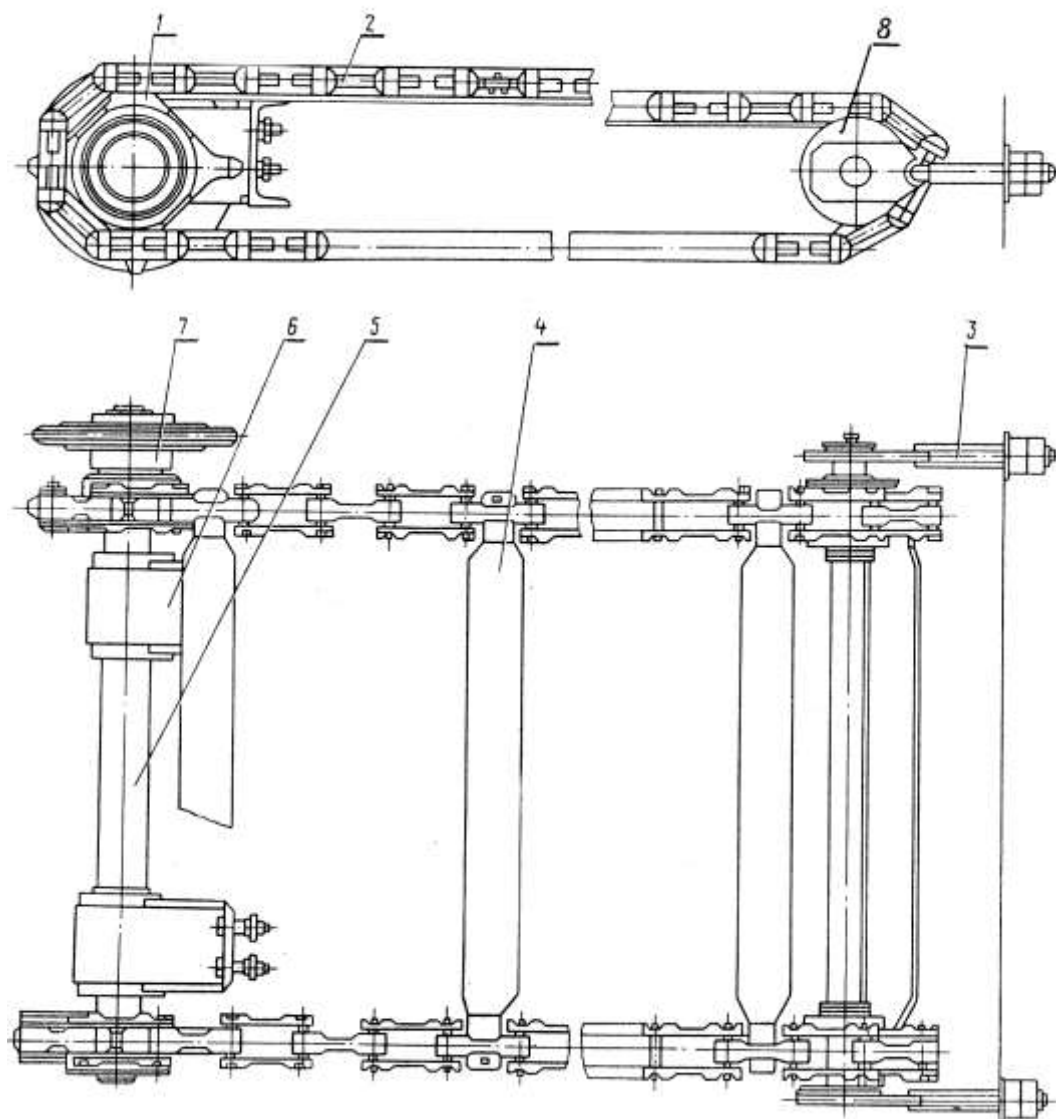


Рис. 4.5. Питатель

На цепях закреплены скребки 4, которые при работе питателя скользят по стальным листам днища бункера и, находясь в погруженном состоянии, транспортируют асфальтобетонную смесь из бункера к распределительным шнекам. Нижняя ветвь тяговой цепи проходит под днищем бункера.

Ведомый вал размещается в передней части приемного бункера под передней стенкой, ведущий вал со звездочками 1 – в задней части рамы асфальтоукладчика.

Использование тяговых цепей с большим шагом и стесненные условия для размещения скребкового конвейера требуют применения звездочек с малым количеством зубьев (от 4 до 8). На натяжном валу вместо звездочек обычно применяются гладкие колеса 8, по которым обкатывается тяговая цепь 2.

В качестве тяговых цепей используются специальные цепи с большим разрывным усилием с шагом от 62,8 до 106 мм. Желательно применение разборных цепей, позволяющих быстрее устранить поломки во время эксплуатации асфальтоукладчиков.

Натяжное устройство питателя 3 состоит из специальных винтов с гайками, общий ход натяжного винта составляет до 1,5 шага цепи.

Скребки 4 питателя вставляются между звеньями тяговых цепей и по концам закрепляются шплинтами или крепятся болтами с потайными головками.

Скребки и наконечники скребков изготавливаются из кованой стали с повышенной износостойкостью.

Днище питателя изготавливают из листовой износостойчивой стали толщиной 8...12 мм.

На всем протяжении питателя тяговые цепи имеют козырьки, ограждающие их от попадания асфальтобетонной смеси. В бункере козырьки крепят на шарнирах для

облегчения доступа к тяговым цепям.

Основным параметром скребкового питателя является производительность. Суммарная производительность питателей должна быть $1,5\Pi_a$.

Анализ существующих моделей асфальтоукладчиков [11] показывает, что длина скребков l_c (рис.4.6) находится в пределах 450...760 мм и зависит от ширины днища бункера (см. раздел 4.2).

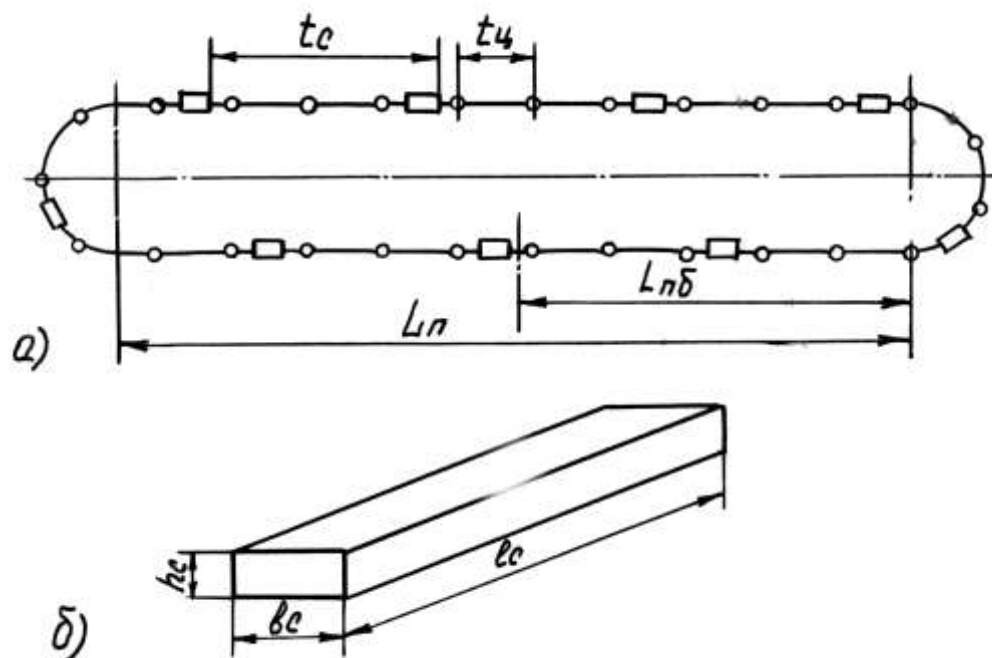


Рис.4.6. Схема к определению основных параметров скребкового питателя:
а - схема питателя; б - схема скребка

Учитывая, что высота подъема заслонки не должна превышать $h_z \leq 0,3l_n$, можно определить скорость движе-

ния скребков, м/мин:

$$v_c = \frac{1.5 \Pi_a}{2 \left(60 l_c h_3 \gamma_l K_v K_{yn} \right)}, \quad (4.2)$$

где K_v - коэффициент скорости, $K_v=0,8$; K_{yn} - коэффициент, учитывающий уплотнение смеси скребками питателя, $K_{yn}=1,05$.

В существующих конструкциях асфальтоукладчиков скорость движения скребков питателя устанавливается в пределах 6,41...30,11 м/мин.

Шаг тяговой цепи t_c обычно принимается 75...106 мм, а шаг скребков t_c равен трех- четырехкратному шагу цепи.

Высота скребков h_c равна 20...22 мм, ширина b_c принимается в пределах 45...60 мм (большие значения для более длинных скребков). Длина питателя L_n в 1,5...2,0 раза больше длины бункера l_b , а длина заборной части питателя, находящейся в бункере l_{nb} , составляет 30...50 % от его общей длины.

5. РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ АСФАЛЬТОБЕТОННОЙ СМЕСИ

Для распределения асфальтобетонной смеси по ширине укладываемой полосы применяют плужные, лопастные и шнековые распределители.

Плужные распределители просты по конструкции, но имеют большой вес и габаритные размеры. Ими трудно достигнуть качественной стыковки соседних полос из-за образования "языков" в начале и конце полосы. При работе плужных распределителей отмечается значительное запаздывание в подаче требуемого количества материала при изменении его расхода, что вызывает об-

разование огрехов в покрытии.

Из-за указанных недостатков плужные распределители применяют в настоящее время только на универсальных укладчиках, в основном для укладки абразивных материалов (песка, щебня, гравия).

Лопастные распределители выполняются в виде распределительной лопасти, которая передвигается возвратно-поступательно в поперечном направлении вдоль направляющей при одновременном перемещении всей машины.

Их достоинства - простота конструкции и надежность в работе. Недостатки относительная сложность привода, необходимость реверса и дополнительные динамические нагрузки при этом.

Эти недостатки ограничивают применение лопастных распределителей в асфальтоукладчиках. Их применяют в специальных укладчиках, для устройства покрытий из литого асфальта, например, в безбункерных с разгрузкой материала из автосамосвалов непосредственно на основание.

Фирмой «Vogele» (Германия) создана машина для горячего восстановления асфальтобетонного покрытия на месте. С асфальтоукладчика "Супер 1700" сняты бункер, питатели и распределительные шнеки, на их месте установлена цистерна для сжиженного газа, разогреватель покрытия, многозубчатый рыхлитель и лопастной распределитель.

Шнековые распределители получили наибольшее применение в асфальтоукладчиках, так как они просты, компактны, эффективны и надежны в работе.

Шнековый распределитель (рис.5.1) представляет собой симметричную относительно продольной оси асфальтоукладчика конструкцию.

К задней стенке нижней рамы 19 прикреплены кронштейны 7, в которых на биметаллических втулках 16, служащих подшипниками скольжения, вращаются промежуточные валы 14. На валах с обоих концов на шпонках насажены звездочки 12, передающие вращение цепями 11 на валы 13 шнеков, вращающиеся в биметаллических втулках 9, установленных в кронштейнах 2. Цепная передача закрыта корпусом 10.

На валах 13 болтами 3 с гайками 4 и шайбами 5 закреплены секции шнеков 6, 8 и 15.

Шнек состоит из левых секций 1, 6 и 8, соединенных между собой, имеющих правую навивку винта и самостоятельный привод, и зеркально расположенных правых секций, имеющих левую навивку и также самостоятельный привод.

В зависимости от требуемой ширины укладываемой полосы можно включать один или оба шнека, убирать или ставить уширительные секции 1 и 18.

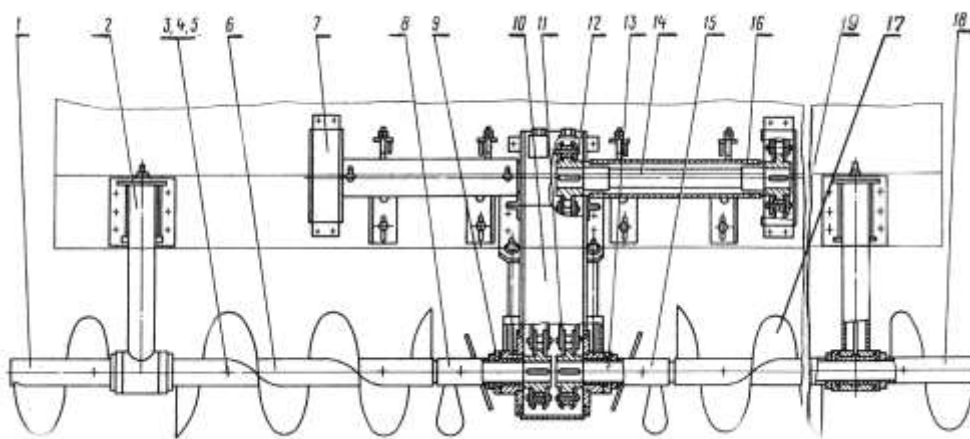


Рис. 5.1. Распределительный шнек

Шнековые распределители работают не в жестком

кожухе, а в призме материала, расположенной в шнековой камере, образуемой передним и задним отражательными щитами и двумя торцовыми щитами. Днищем шнековой камеры служит основание дороги.

На большинстве асфальтоукладчиков устанавливают общий привод шнека и скребкового питателя (рис.10.1), обеспечивая независимое включение каждой половины шнека, кинематически заблокированной с соответствующей секцией скребкового питателя.

Основным параметром шнекового распределителя является производительность, определяемая по формуле (3.4).

Для шнеков асфальтоукладчиков обычно принимают диаметр шнека $D_{ш}$ равным шагу шнека $t_{ш}$.

Анализ существующих конструкций [11] показывает, что на асфальтоукладчиках в основном устанавливают шнеки трех диаметров: на машинах легкого типа – 250, среднего типа – 300, и тяжелого – 350 мм.

Частота вращения шнека, об/мин

$$n = \frac{\Pi_{ш}}{\left[47,1 D_{ш}^2 t_{ш} \gamma_1 K_{пр} K_3 \right]}, \quad (5.1)$$

где $K_{пр}$ – коэффициент снижения производительности из-за проскальзывания и прессования материала, $K_{пр} = 0,9 \dots 0,95$; K_3 – коэффициент заполнения сечения, $K_3 = 0,7$.

В существующих конструкциях асфальтоукладчиков скорость вращения шнеков регулируется в пределах от 30 до 142 об/мин.

Важными с точки зрения нормальной работы шнека являются координаты расположения шнека в шнековой камере (рис.5.2).

Анализ существующих конструкций показывает, что координаты расположения шнека в шнековой камере

практически не зависят от диаметра шнека $D_{ш}$.

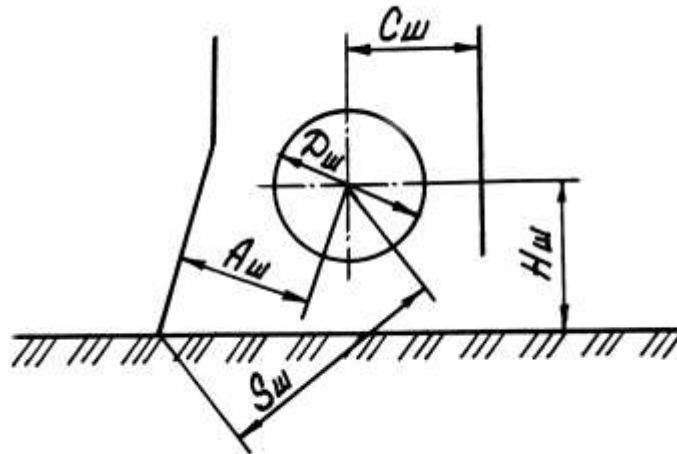


Рис.5.2. Координаты расположения шнека в шнековой камере

Расстояние от шнека до основания дороги $H_{ш}$ находится в пределах 210...375 мм, для большинства моделей составляет в среднем около 300 мм.

Расстояние от шнека до отражательного щита рабочего органа $A_{ш}$, назначаемое в пределах 200...300 мм, составляет в среднем 270 мм.

Расстояние от шнека до переднего щита $C_{ш}$ находится в пределах 200...270 мм, в среднем составляет 240 мм.

Расстояние от шнека до нижней кромки рабочего органа $S_{ш}$ для большинства моделей составляет около 400 мм.

6. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ

Рабочие органы асфальтоукладчика предназначены для профилировки, предварительного уплотнения укладываемого слоя и отделки его поверхности.

Рабочие органы самоходных асфальтоукладчиков включают отражательный и торцовые щиты, трамбуемый брус и выглаживающую плиту (рис.6.1).

Основной сборочной единицей рабочих органов является выглаживающая плита 3, лонжеронами 1 и 10 шарнирно прикрепленная к нижней раме машины. Выглаживающая плита состоит из левой и правой половин, шарнирно соединенных между собой осью 6, что позволяет поворачивать их в вертикальной плоскости.

К лонжеронам крепятся гидроцилиндры 11, предназначенные для подъема рабочего органа в транспортное положение, и гидроцилиндры 12 системы автоматического регулирования ровности укладываемого покрытия.

По краям плиты находятся регуляторы толщины укладываемого слоя 2, в средней части расположены механизм обогрева 4 плиты и регулятор поперечного профиля 5. К торцам выглаживающей плиты болтами крепятся уширители 9, а к ним – торцевые щиты 13, служащие для удержания асфальтобетонной смеси в пределах ширины рабочих органов и способствующие формированию боковых кромок покрытия.

На выглаживающей плите на кронштейнах 24 закреплен привод 8 трамбуемого бруса с гидромотором 14, закрытый шумозащитной облицовкой 7. Сзади к плите на консоли 16 крепится настил, по которому обслуживающие асфальтоукладчик рабочие могут переходить с одного края машины на другой.

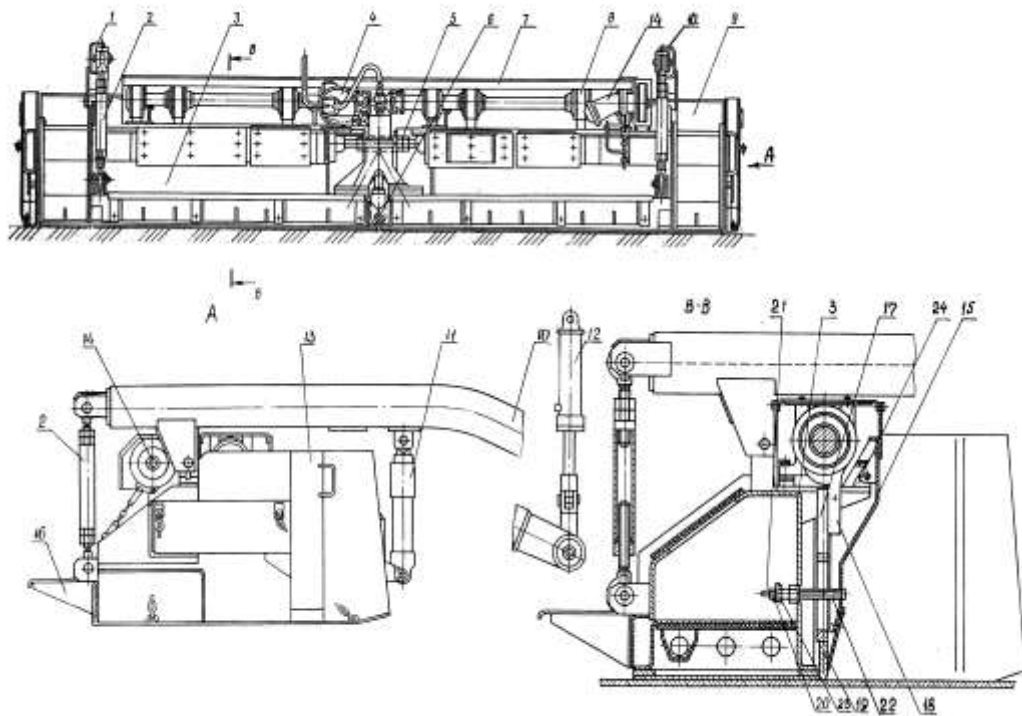


Рис.6.1. Рабочий орган асфальтоукладчика

Трамбующий брус 17 жестко соединен с шатунами 18 привода, вследствие чего нож 19 совершает возвратно-поступательные вертикальные движения.

К трамбующему брусу примыкает отражательный щит 15, защищающий брус от налипания асфальтобетонной смеси. Отражательный щит с помощью оси 21, втулки 22 и гаек 20 и 23 ограничивает горизонтальные перемещения ножа.

6.1. Трамбующий брус

Трамбующий брус предназначен для предварительного уплотнения покрытия и его профилирования с помощью нижней кромки. Привод трамбующего бруса (рис.6.2) состоит из валов 3 и 8, соединенных между собой карданным валом 4. Валы, получающие вращение от гидромотора 9 через ведущий 13 и ведомый 11 шкивы и ремень 12, опираются на подшипниковые опоры 1. Эксцентрик-овые втулки 7, на шпонках посаженные на валы 3 и 8, сообщают шатунам 2 вращательное движение с заданным эксцентриситетом r . С шатунами связан трамбующий брус 5, вследствие чего он совершает возвратно-поступательные вертикальные движения с размахом $2r$.

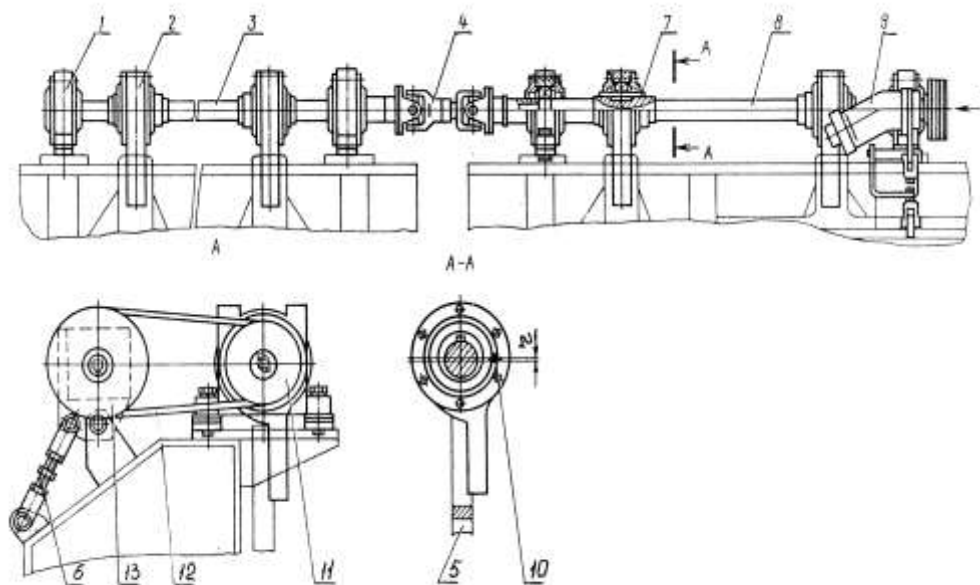


Рис. 6.2. Привод трамбующего бруса

Смазка шатунного узла производится через масленку 10, а натяжение ремня – с помощью тяги 6.

Трамбующий брус имеет сменный нож (рис.6.3), выполненный из износостойкой стали. Нижняя кромка ножа специального профиля, позволяющего лучше уплотнять укладываемую смесь [4].

Масса трамбующего бруса, кг:

$$m_{бр} = 18,86 l_{бр} B h \gamma, \quad (6.1)$$

где $l_{бр}$ – толщина трамбующего бруса (по оси движения машины), рекомендуется принимать $l_{бр} = 0,024 \dots 0,035$ м.

Эксцентриситет вала трамбующего бруса, м:

$$r = 0,05h.$$

Ход трамбующего бруса для большинства асфальтоукладчиков от 1,6 до 7,0 мм.

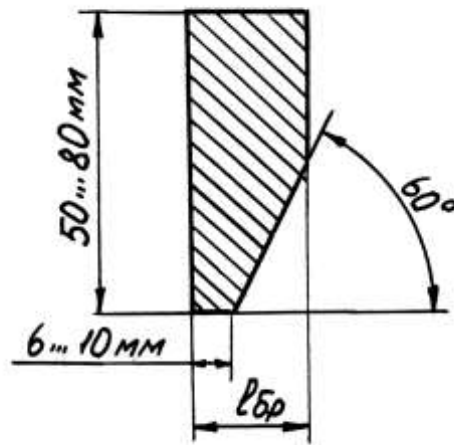


Рис.6.3. Трамбующий нож

Скорость вращения эксцентрикового вала трамбующего бруса, об/мин:

$$n_{бр} = 2143 \sqrt{\frac{l_{бр} B \gamma}{m_{бр}}} . \quad (6.3)$$

Обычно частота колебаний трамбующего бруса находится в пределах от 1 200 до 2 000 в минуту.

Проведенные исследования [9] позволили установить взаимосвязь между числом уплотняющих воздействий уплотняющего бруса и коэффициентом уплотнения асфальтобетонного покрытия:

$$K_y = \frac{0,000145 n_{бр} l_{пл}}{v + 0,878} , \quad (6.4)$$

где $n_{бр}$ – скорость вращения эксцентрикового вала трамбующего бруса, об/мин; $l_{пл}$ – ширина выравнивающей плиты (по оси движения машины), м; v – скорость передвижения укладчика, м/мин.

6.2. Выглаживающая плита

Выглаживающая плита служит опорой рабочего органа и формирует поперечный профиль, уплотняет укладываемое покрытие и отделяет его поверхность.

Плита состоит из двух половин 3 (рис.6.1), соединенных между собой шарниром 6 и механизмом регулировки поперечного профиля 5.

Раму 1 плиты (рис.6.4) современных асфальтоукладчиков обычно делают сварной из специальных гнутых профилей.

Снизу к раме 1 крепят подошву 2, имеющую гладкую поверхность и обеспечивающую выравнивание верхнего слоя укладываемой смеси. К раме на консоли 3 крепится настил, по которому рабочие перемещаются поперек укладчика.

Для увеличения ширины укладываемой полосы к рамам 1 жестко крепятся уширители 4.

Выглаживающие плиты бывают статического действия и вибрационные.

На каждую половину виброплиты устанавливаются по два вибратора, которые крепят к ее раме. Вибраторы соединяются между собой карданными валами и имеют гидравлический привод, аналогичный трамбующему брусу.

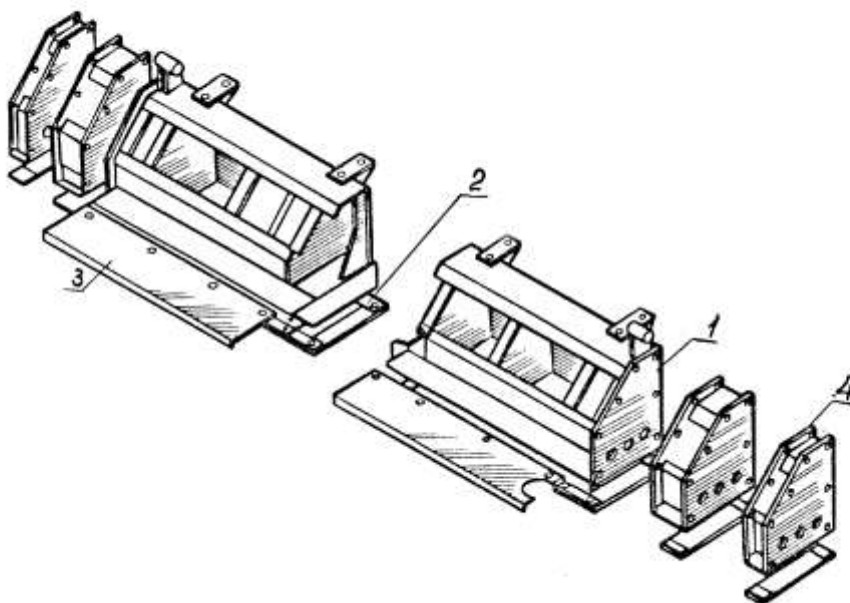


Рис.6.4. Выглаживающая плита

Регулятор толщины 2 (рис.6.1) служит для обеспечения заданной толщины укладываемого слоя. Он представляет собой талрепную стяжку (рис.6.5 а), состоящую из винтов 2, 4 и муфты 3. С помощью оси 6 регулятор толщины кронштейном 1 присоединен к лонжерону,

а проушиной 5 – к выглаживающей плите.

При изменении расстояния между концами плиты и лонжерона регулятором толщины (рис.6.5 б, в, г) происходит изменение угла наклона плиты. С увеличением этого расстояния толщина укладываемого слоя увеличивается, и наоборот.

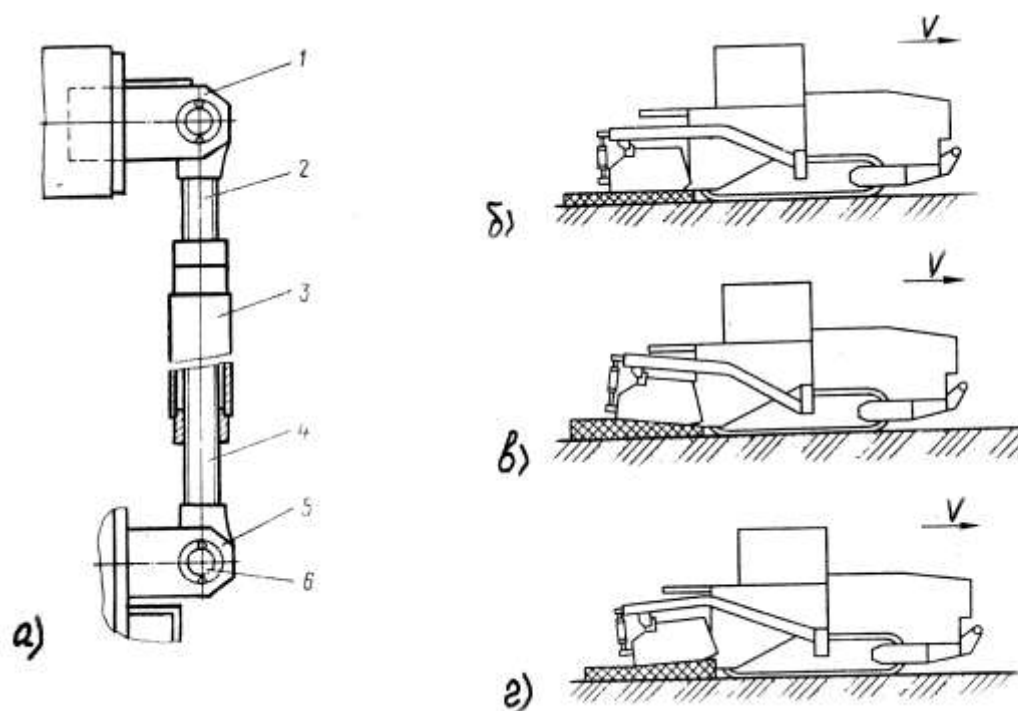


Рис.6.5. Регулирование толщины укладываемого слоя асфальтоукладчиком:

а – регулятор толщины; б – постоянная толщина слоя; в – уменьшение толщины слоя; г – увеличение толщины слоя

Регулятор поперечного профиля 5 (рис.6.1) предназначен для установления соответствующего поперечному профилю покрытия угла между правой и левой половинами выглаживающей плиты. Он состоит из двух

талрепных стяжек, аналогичных по конструкции регулятору толщины. Оба талрепа соединены цепной передачей для их синхронного вращения при регулировании поперечного профиля.

Механизм обогрева выглаживающей плиты (рис.6.6) имеет топливный насос 1, приводимый во вращение электродвигателем 2, и подающий топливо по трубопроводу 8 к электромагнитному клапану 3.

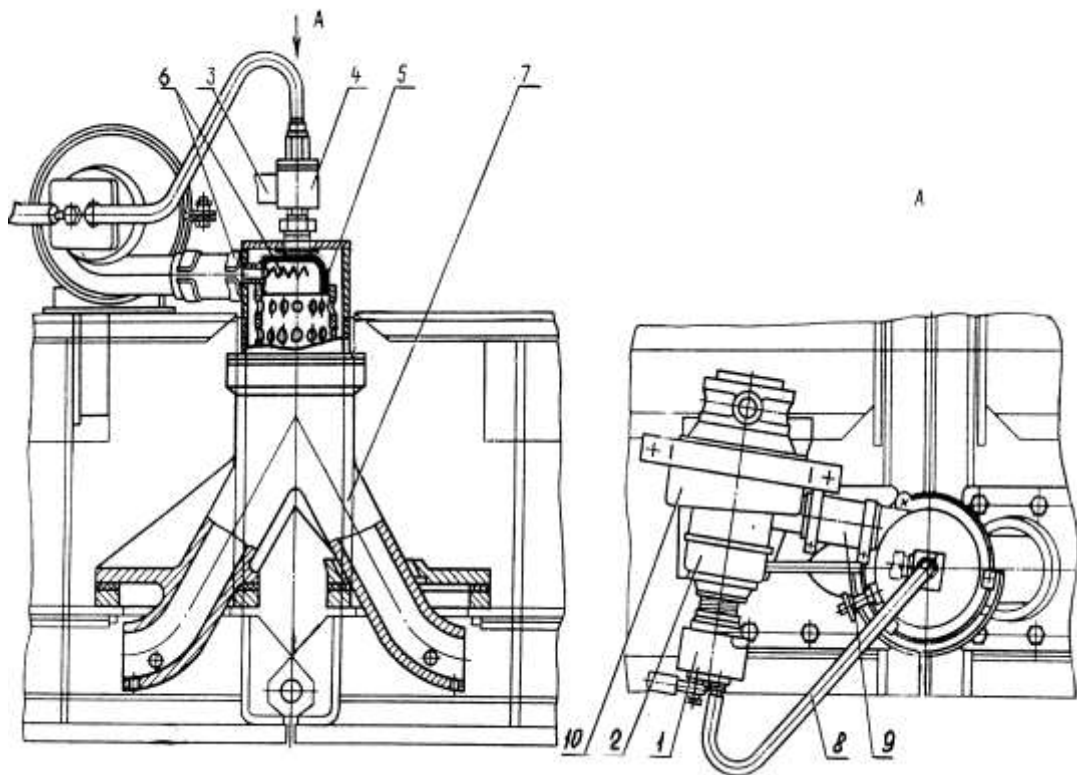


Рис.6.6. Механизм обогрева выглаживающей плиты

При открытом электромагнитном клапане топливо через форсунку 4 под давлением поступает во внутренний цилиндр 5 горелки, где топливо смешивается с

воздухом, нагнетаемым вентилятором 10 через патрубок 9 и воспламеняется от свечи 6. Продукты сгорания через тройник 7 нагнетаются в лабиринтные камеры выглаживающей плиты и нагревают ее.

Основные параметры выглаживающей плиты определяются следующим образом.

Как уже отмечалось, если рабочая скорость движения асфальтоукладчика менее 5,5 м/мин, то можно применять статическую выглаживающую плиту. При превышении этой скорости, во избежание разрывов на поверхности асфальтобетонного покрытия, следует использовать виброплиту.

Массу статической выглаживающей плиты определяют из выражения, кг [10]:

$$m_{пл}^{ст} = \frac{F(\tau - c)}{g \cdot \lambda \cdot \operatorname{tg} \varphi},$$

(6.5) где F – площадь поверхности контакта с уплотняемой поверхностью выглаживающей плиты, м:

$$F = l_{пл} B, \quad (6.6)$$

где $l_{пл}$ – ширина плиты (по оси движения машины), м; τ – предельно допустимое напряжение сдвига асфальтобетонной смеси (табл.6.1), Па; c – внутреннее сцепление уплотняемого материала, $c=50\,000$ Па; φ – угол внутреннего трения смеси, $\varphi=35^\circ$; λ – коэффициент, определяемый по формуле

$$\lambda = \frac{y \cdot \sin(\pi\theta)}{\pi\sqrt{1-\xi^2}}, \quad (6.7)$$

$$\text{где } \theta = 0,318 \operatorname{arctg} \frac{1-2\mu}{2f_p(1-\mu)}, \quad (6.8)$$

$$y = \left(\frac{1+\xi}{1-\xi} \right)^{0,5-\theta}, \quad (6.9)$$

где ξ – относительная координата, $\xi=0,995$; μ – коэффициент Пуассона асфальтобетонной смеси, $\mu=0,2$; f_p – коэффициент трения плиты о рабочую смесь (табл.6.2).

Таблица 6.1

Значения предела прочности мелкозернистой асфальтобетонной смеси на сдвиг τ , МПа

Относительная плотность	Температура асфальтобетонной смеси, °С				
	120	105	90	75	60
0,97	0,48	0,52	0,65	0,85	1,05
0,94	0,42	0,50	0,61	0,77	0,94
0,90	0,30	0,50	0,51	0,65	0,82
0,85	0,15	0,30	0,45	0,60	0,75

Массу вибрационной плиты находят из выражения, кг,

$$m_{пл} = 10 \cdot l_{пл} \cdot B h \gamma, \quad (6.10)$$

где $l_{пл}$ – ширина плиты (по оси движения машины), $l_{пл}=0,5$ м; γ – объемная масса уложенной смеси, $\gamma=2\ 000$ кг/м³; h – толщина уплотняемого слоя, м.

Статический момент дебалансов равен, Н м:

$$M_{см} = m_{\partial} r_{\partial} z_{\partial}, \quad (6.11)$$

где m_{∂} – масса дебаланса, кг; r_{∂} – радиус вращения дебаланса, м; z_{∂} – количество дебалансов.

С другой стороны, величина статического момента может быть определена, кг м,

$$M_{см} = 0,0022 \cdot m_{пл} \cdot h, \quad (6.12)$$

Таблица 6.2

Условные коэффициенты трения мелкозернистой
асфальтобетонной смеси по стали

Температура смеси, °С	Коэффициенты трения					
	без вибра- ции	при вибрации с частотой, Гц				
		17	30	50	57	67
60...66	0,675	0,510	0,015	0,015	0,015	0,015
70...79	0,465	0,510	0,115	0,115	0,115	0,115
90...103	0,500	0,500	0,210	0,065	0,015	0,040
115...120	0,460	0,265	0,090	0,090	0,065	0,040
147...159	0,480	0,340	0,110	0,014	0,037	0,014

Вычислив необходимую для уплотнения асфальтобетонной смеси величину статического момента по формуле (6.12), можно определить параметры одного дебаланса (рис.6.7) из зависимости

$$M_{cm} = 0,67z_{\partial} \gamma_{cm} b_{\partial} (R^3 - r^3) \sin(0,5\beta), \quad (6.13)$$

где $\gamma_{ст}$ – объемная масса стали, $\gamma_{ст}=7\ 800$ кг/м³; $b_{д}$ – толщина дебаланса, м; R и r – соответственно наружный и внутренний радиусы дебаланса, м; β – угол сектора дебаланса.

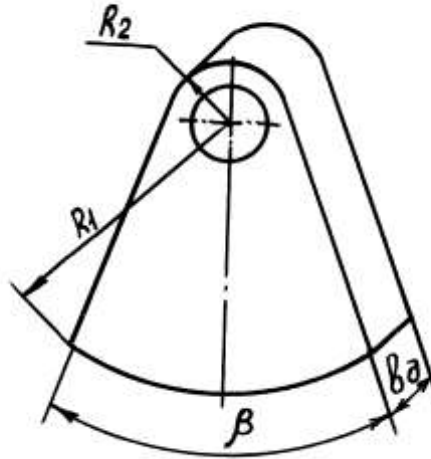


Рис.6.7. Схема к определению параметров дебаланса

Скорость вращения дебалансного вала виброплиты определяется, об/мин,

$$n_{\partial} = \frac{856}{\sqrt{h}}, \quad (6.14)$$

где h – толщина уплотняемого слоя, м.

Мощность, затрачиваемую на привод дебалансного вала, находят по формуле, кВт,

$$N_{пл} = 0,105 M_{см} \omega_{\partial}^2 10^{-3}, \quad (6.15)$$

где ω – угловая скорость вращения дебалансного вала, 1/с,

$$\omega_{\partial} = \frac{\pi \cdot n_{\partial}}{30}. \quad (6.16)$$

7. ПОДВЕСКА РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Подвеска рабочих органов в значительной степени влияет на ровность укладываемого покрытия.

Неровности покрытий характеризуются не только отклонениями фактических отметок от проектных, но и частотой их появления, т. е. амплитудой и длиной волн, наложенных на проектный профиль. На автотранспорт существенное влияние оказывают неровности с длиной волн до 40 м.

На асфальтоукладчиках применяют жесткую и плавающую подвески рабочих органов. На большинстве самоходных укладчиков принята плавающая подвеска, когда рабочие органы шарнирно крепятся к раме асфальтоукладчика с помощью тяговых брусьев – лонжеронов.

Ровность укладываемого покрытия зависит (рис.7.1) от длины опорной базы движителя $L_б$, ширины подошвы выравнивающей плиты $l_{пл}$, положения шарнира относительно опорной базы укладчика $l_{шп}$, расстояния от шарнира до задней кромки плиты $l_к$ и высоты расположения шарнира $h_{шп}$ над дорогой.

Так как во время работы асфальтоукладчика рабочий орган уплотняет асфальтобетонную смесь, то даже в установившемся режиме задняя кромка плиты находится ниже передней и плита движется под углом атаки. При его увеличении плита начинает "всплывать", увеличивая толщину укладываемого слоя, и наоборот. Изменение толщины укладываемого слоя Δh зависит от изменения высоты расположения шарнира $h_{шп}$ [13]:

$$\Delta h = h_{шп} \left(1 - e^{\frac{-x}{l_{шп}}} \right). \quad (7.1)$$

Из формулы (7.1) видно, что изменение толщины укладываемого слоя происходит постоянно, по мере движения укладчика, и зависит от величины пройденно-

го машиной пути x и координат подвески лонжеронов к раме. Следовательно, чем больше длина лонжеронов, тем лучше сглаживание неровностей основания дороги.

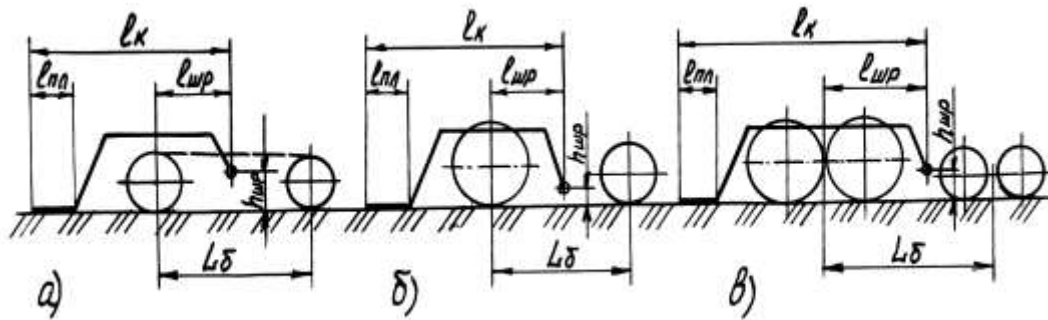


Рис.7.1. Схемы подвески рабочих органов асфальтоукладчиков:

- а - гусеничного; б - двухосного пневмоколесного;
- в - четырехосного пневмоколесного

Для обеспечения заданной ровности покрытия на асфальтоукладчиках используют две системы регулирования угла атаки выглаживающей плиты. Сначала вручную с помощью талрепов (рис.6.5) устанавливается угол атаки плиты, обеспечивающий заданную толщину укладываемого слоя, а во время работы машины автоматическая система отслеживает высоту подвески шарниров лонжеронов к раме машины и при неровном основании выдерживает их положение на постоянной высоте от заданной базовой поверхности.

Анализ конструкций существующих асфальтоукладчиков показывает [11]:

- длина лонжеронов в среднем в пять раз больше ширины выглаживающей плиты $l_{пл}$;
- шарнир крепления лонжеронов устанавливается

примерно в середине опорной базы укладчика;

- минимальное расстояние шарнира крепления лонжеронов к раме от дороги $h_{шр}$ составляет 250...300 мм;

- расстояние от шарнира крепления лонжеронов до задней кромки плиты l_k составляет в среднем: для легких асфальтоукладчиков - 2,5, средних - 3,0 и тяжелых - 3,5 м.

8. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ

Общее сопротивление, возникающее при передвижении асфальтоукладчика, складывается из следующих составляющих: сопротивления перемещению ходовой части укладчика и призмы смеси груженого автосамосвала, сопротивления сил трения рабочих органов по укладываемой смеси и сопротивления от сил инерции автосамосвала и укладчика при движении после их остановок.

Сопротивление перемещению ходовой части как тележки W_1 , Н

$$W_1 = g(m_a + m_{см})(f_1 + i), \quad (8.1)$$

где m_a - масса асфальтоукладчика, кг. При проектировании предварительно массу асфальтоукладчика можно определить по зависимости $m_a = 56\Pi_a + 4600$; $m_{см}$ - масса смеси в бункере, кг; f_1 - коэффициент сопротивления перекачиванию гусеничного хода по основанию (меньшее значение) или нижнему слою асфальтобетона, $f_1 = 0,003...0,04$; i - наибольший продольный уклон асфальтобетонных покрытий, $i = 0,07$; g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Сопротивление от перемещения призмы смеси, укладываемой уплотняющим брусом W_2 , Н

$$W_2 = g m_{np} f_2, \quad (8.2)$$

где $m_{пр}$ – масса призмы смеси, кг, определяется по формуле

$$m_{пр} = BH_n^2 \frac{\gamma_1}{3}$$

где $H_{пр}$ – высота призмы волочения, м. Принимается равной высоте установки шнека, т. е. $H_{пр} = D_{ш} + h$; f_2 – коэффициент трения смеси по смеси, $f_2 = 0,8$.

Сопротивление перемещению при толкании груженого автосамосвала W_3 , Н

$$W_3 = g(m_c + m'_{см})(f_k + i), \quad (8.3)$$

где m_c – масса заправленного порожнего автосамосвала (табл.3.1); $m'_{см}$ – масса асфальтобетонной смеси в кузове автосамосвала (соответствует его грузоподъемности); f_k – коэффициент сопротивления перекачиванию колес автосамосвала с жесткими шинами по щебеночному основанию, $f_k = 0,06$.

Сопротивление сил трения рабочих органов по поверхности укладываемой смеси W_4 , Н

$$W_4 = g m_p f_p, \quad (8.4)$$

где m_p – масса рабочих органов и механизмов, действующая на покрытие через выглаживающую плиту. Для расчетов принимается $m_p = K_6 m_a$, где K_6 – коэффициент, зависящий от ширины уплотняемой полосы, $K_6 = 0,029B + 0,07$; f_p – коэффициент трения скольжения рабочих органов по смеси (табл.6.2).

Сопротивление от сил инерции груженого автосамосвала и асфальтоукладчика при возобновлении движения после вынужденных остановок W_5 , Н

$$W_5 = \frac{(m_a + m_c + m_{cv} + m_{cm})v}{t_p}, \quad (8.5)$$

где t_p – время разгона, $t_p = 1 \dots 2$ с; v – рабочая скорость передвижения машин.

Общее сопротивление, возникающее при передвижении асфальтоукладчика, равно

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5. \quad (8.6)$$

Для обеспечения нормальной работы асфальтоукладчика без пробуксовки необходимо, чтобы тяговое усилие по сцеплению было достаточным для преодоления всех сопротивлений, возникающих при работе машины:

$$gm_a \varphi_{сц} \geq \Sigma W, \quad (8.7)$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления движителя асфальтоукладчика для щебеночного (меньшее значение) или асфальтового основания; $\varphi_{сц} = 0,5 \dots 0,8$.

9. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Необходимая мощность двигателя асфальтоукладчика подсчитывается как сумма мощностей, затрачиваемых на работу механизмов машины: N_1 – мощность на передвижение укладчика; N_2 – мощность на работу скребковых конвейеров; N_3 – мощность на привод распределительных шнеков; N_4 – мощность на работу трамбующего бруса; N_5 – мощность на привод вибрационной плиты; N_6 – мощность привода вспомогательных механизмов.

Мощность N_1 , расходуемая на передвижение асфальтоукладчика, определяется в зависимости от суммы всех сопротивлений, возникающих при движении машины, кВт

$$N_1 = \sum \frac{W_v}{1000\eta_m}, \quad (9.1)$$

где η_m – коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ (меньшие значения для гусеничного хода).

Мощность N_2 расходуется на перемещение и подъем материала, на преодоление сил трения, возникающих между слоями смеси, находящейся на скребковом питателе и в бункере, кВт

$$N_2 = \frac{W_{c\gamma} v_c}{1000\eta_c}, \quad (9.2)$$

где W_c – сопротивление перемещению смеси и цепи со скребками, Н

$$W_c = 20000 l_c h_3 L_n f_m \gamma l,$$

где L_n – длина транспортера (см. разд. 4.3); f_m – коэффициент сопротивления транспортированию смеси,

$f_m=0,2$; η_c - КПД привода питателя, $\eta_c=0,9$; l_c и h_3 - длина одного скребка и высота щели под заслонкой, м; v_c - скорость движения скребков (подсчитывается по формуле (4.2)).

Мощность привода распределительных шнеков N_3 определяется по формуле, кВт

$$N_3 = \frac{2\pi L \omega_{cm} g K_{зп} K_{ш}}{3600 \eta_{ш}}, \quad (9.3)$$

где $K_{зп}$ - коэффициент запаса, $K_{зп} = 1,2 \dots 1,5$; $K_{ш}$ - коэффициент, учитывающий расход смеси через распределительные шнеки, $K_{ш}=0,6$; $\Pi_{ш}$ - производительность одного шнека (см. формулу (3.4)); L_c - максимальный путь перемещения смеси. Для двух шнеков $L_c = B$; ω_{cm} - коэффициент, характеризующий свойства смеси, $\omega_{cm} = 5$; $\eta_{ш}$ - КПД привода шнека, $\eta_{ш} = 0,9$.

Мощность привода трамбующего бруса N_4 расходуется на преодоление сил трения бруса об асфальтобетонную смесь и выравнивающую плиту, а также на преодоление сил сопротивления смеси при ее уплотнении подошвой трамбующего бруса (рис. 9.1).

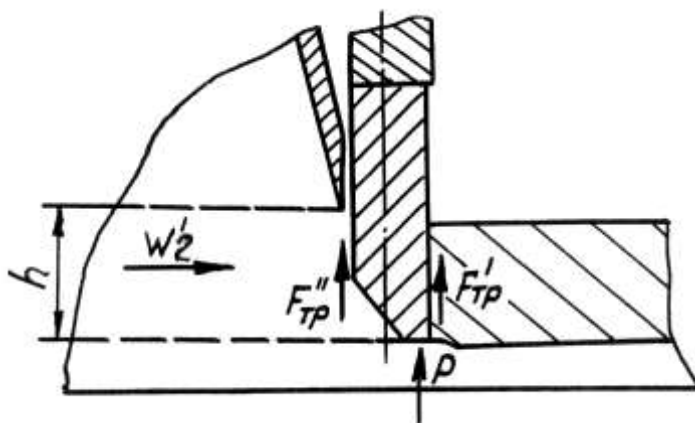


Рис.9.1. Схема сил, действующих на трамбующий брус

Сила трения трамбующего бруса о выглаживающую плиту равна, Н:

$$F'_{mp} = (W'_2 + S_{np}) f_{\bar{o}p},$$

где W'_2 – сопротивление перемещению призмы смеси перед брусом (без влияния части смеси, увлекаемой отражательным щитом); S_{np} – давление поджимной пружины. Без большой погрешности расчет можно упростить, не учитывая давление пружины, но подставить полное значение W_2 (определяемое по формуле (8.2)).

Таким образом

$$F'_{mp} = W_2 f_{\bar{o}p},$$

где $f_{\bar{o}p}$ – коэффициент трения трамбующего бруса о плиту, $f_{\bar{o}p} = 0,2 \dots 0,3$.

Сила трения трамбующего бруса об асфальтобетонную смесь при его возвратно-поступательном движении, Н:

$$F''_{mp} = W_2 f_p.$$

Суммарное сопротивление сил трения, Н:

$$F_{mp} = F'_{mp} + F''_{mp}.$$

Работа суммарной силы трения за один оборот вала привода трамбующего бруса, Дж:

$$A_{mp} = 4 F_{mp} r_{\bar{o}p},$$

где $r_{\bar{o}p}$ – эксцентриситет вала привода трамбующего бруса, $r_{\bar{o}p} = 0,05h$.

Удельное сопротивление со стороны смеси при дви-

жении бруса вниз при малой ширине бруса можно принять постоянным и равным P_1 , т.е. равным давлению под передней кромкой выглаживающей плиты. Тогда суммарная сила давления бруса на смесь при его движении вниз, Н:

$$P = P_1 F_{\bar{b}p},$$

где $P_1 = 10\ 000$ Па;

$$F_{\bar{b}p} = B l_{\bar{b}p},$$

где $l_{\bar{b}p}$ – ширина кромки ножа бруса (рис.6.3). Так как частично уплотнение происходит и скосом, примем ширину рабочей кромки равной толщине ножа.

Работа на уплотнение смеси, Дж

$$A_{yn} = 2rP.$$

Суммарная работа

$$A = A_{mp} + A_{yn}.$$

Мощность N_4 , расходуемая на работу трамбующего бруса, кВт:

$$N_4 = \frac{\beta A n_{\bar{b}}}{1000 \eta_{\bar{b}p}}, \quad (9.4)$$

где β – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки за счет инерции и веса самого груза, $\beta=1,3\dots1.4$; $n_{\bar{b}}$ – угловая скорость вала привода бруса, об/с (см. формулу (6.3); $\eta_{\bar{b}p}$ – КПД привода трамбующего бруса.

Для определения затрат мощности N_5 для привода вибрационной выглаживающей плиты воспользуемся зависимостью (6.14), кВт.

Мощность привода вспомогательных механизмов (топливного насоса и воздухоудовки системы обогрева

выглаживающей плиты) составляет 1,5...2,0 кВт.

Общая мощность двигателя асфальтоукладчика равна сумме мощностей, расходуемых на передвижение машины и работу его механизмов:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6, \quad (9.5)$$

По рассчитанной мощности из табл. 9.1 выбирается соответствующий двигатель.

Таблица 9.1.

Техническая характеристика некоторых дизельных двигателей

Характеристика двигателя	Марка дизельного двигателя							
	Д-144-66	Д-144	СМД-14НГ	Д-240Т	А-01М	ЯМЗ-236	ЯМЗ-238М	ЯМЗ-238П
Мощность, кВт	37	44	59	73	96	125	166	194
Частота вращения, об/мин:								
номинальная	1800	2000	1800	2200	1700	2100	2100	2100
при максимальном крутящем моменте	1500	1500	1250	1400	1200	1600	1500	1500
Максимальный крутящий момент, Нм	248	248	343	375	642	667	883	1039
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч	237	237	238	224	238	234	232	232
Масса двигателя (сухого), кг	375	385	675	450	1080	890	1075	1130
Габаритные размеры, мм:								
Длина	951	951	1066	985	1486	1020	1222	1418
ширина	741	741	746	680	805	1041	1006	1045
высота	848	848	1564	1270	1423	1195	1190	1064

10. РАСЧЕТ ТРАНСМИССИИ АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКА

Трансмиссия асфальтоукладчика соединяет двигатель машины с движителем и служит для изменения тяговых усилий, скорости и направления движения. В существующих конструкциях асфальтоукладчиков применяются простые и планетарные механические трансмиссии.

Расчет и конструирование трансмиссии проследим на примере укладчика ДС-143. Крутящий момент от двигателя 1 (рис.10.1) через муфту сцепления 2 и зубчатую передачу 3 передается на коробку передач 4. Для более равномерной загрузки валов коробки передач крутящий момент снимается с трех валов для привода гидронасоса 5, гусеничного хода машины 6, скребковых питателей 7 и распределительных шнеков 8 [5].

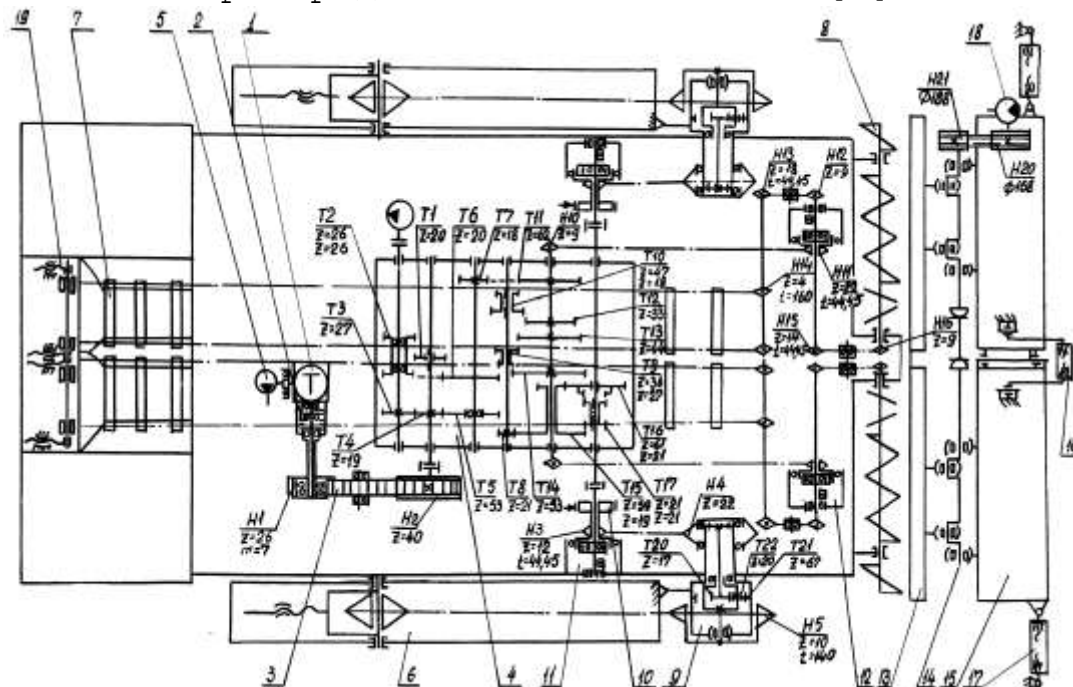


Рис.10.1. Кинематическая схема асфальтоукладчика

Методика выбора двигателя асфальтоукладчика рассмотрена в главе 9.

10.1. Расчет муфты сцепления

Для соединения вала двигателя с трансмиссией в асфальтоукладчиках обычно используется сухая однодисковая постоянно замкнутая муфта сцепления (рис.10.2).

Во включенном состоянии ведомый 1 и нажимной 2 диски пружинами 10 прижаты к маховику двигателя, и вращение от ведомого диска через вал 9 передается на зубчатую ременную передачу. Для отключения двигателя от трансмиссии машинист нажимает на педаль, при этом отводка включения 8 нажимает на установленные на опорном диске 3 рычаги 4, которые болтами 6 отводят нажимной диск 2. Для регулировки зазора между рычагами 4 и отводкой включения 8 на болт 6 накручена гайка 5, доступ к которой обеспечивает окно с крышкой 7.

Размеры муфты сцепления следует определять по значению момента, превышающего момент двигателя. Это необходимо для обеспечения надежной передачи момента двигателя в трансмиссию при некоторых отклонениях параметров муфт от номинальных (износ дисков, уменьшение усилий пружины и т.д.). Тогда расчетный момент трения муфты сцепления, Н м [8]:

$$M_{\text{м}} = \beta_{\text{м}} M_{\text{дв}}, \quad (10.1)$$

где $M_{\text{дв}}$ – крутящий момент двигателя; $\beta_{\text{м}}$ – коэффициент запаса сцепления при сухом трении, $\beta_{\text{м}} = 2,0 \dots 2,5$.

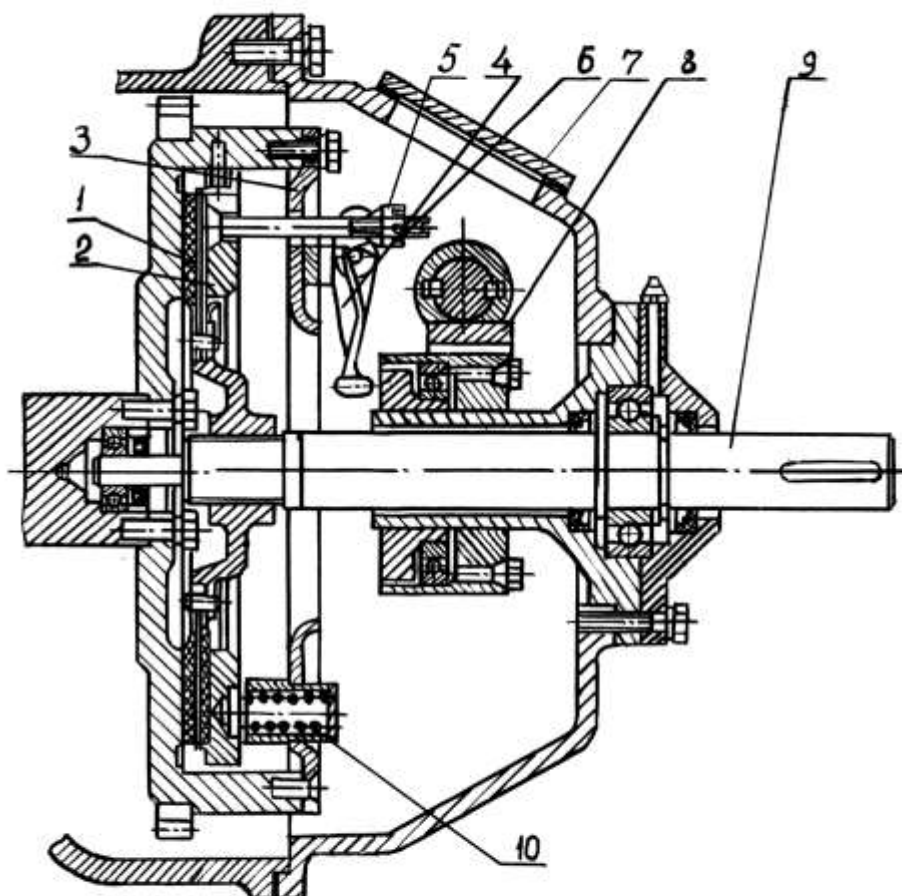


Рис.10.2. Муфта сцепления двигателя

Выразив момент трения муфты через ее конструктивные параметры, находим

$$M_m = \beta_m M_{дв} = \mu Q R_{ср} z,$$

(10.2) где μ - коэффициент трения; Q - сила сжатия

поверхностей трения дисков, Н; R_{cp} – средний радиус приложения равнодействующей сил трения (средний радиус трения), м; z – число пар поверхностей трения (для однодисковой муфты $z = 1$).

Коэффициент трения зависит от разных факторов: материала и температуры трущихся поверхностей, их состояния и относительной скорости скольжения. При расчетах условно принимают, что μ зависит от материала трущихся поверхностей (табл. 10.1).

Таблица 10.1.
Величина коэффициента трения μ и допускаемого давления q фрикционных материалов

Фрикционный материал	Трение			
	Сухое		В масле	
	q , МПа	μ	q , МПа	μ
Металлокерамический: –на медной основе БМК-1, 263, БС-1, МК-403, МК-5, М-140	0,4	0,4	4,0	0,1
–на железной основе ФМК-8, ФМК-3а, ФМК-11	0,4	0,3	–	–
Асбокаучуки 6КФ31, 6КФ38, 7КФ31, 6КФ15, КФ-2	0,4	0,4	2,5	0,1
Пластмасса с фенолформальдегидной смолой К-217-57, К-15-6, 143-63, ФК-16Л, ФК-24а	0,4	0,3	2,0	0,1

Радиус приложения равнодействующей сил трения, м

$$R_{cp} = 0,67 \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2},$$

(10.3) где R_1 и R_2 – внутренний и наружный радиусы поверхностей трения (рис.10.3). В практических рас-

четах с достаточной степенью точности (ошибка 2..3 %) этот радиус определяют по формуле, м

$$R_{cp} = 0,5(R_1 + R_2). \quad (10.4)$$

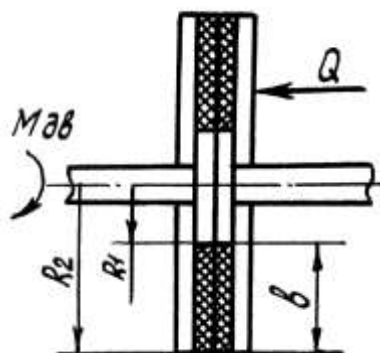


Рис.10.3. Расчетная схема фрикционной однодисковой муфты

Радиусы поверхностей трения принимают с учетом размеров маховика двигателя и ГОСТ 1786-80 на размеры фрикционных накладок (табл.10.2). При этом целесообразно принимать наружный радиус по возможности большим, а внутренний - меньшим.

Сила сжатия дисков, Н

$$Q = Fq = 2\pi R_{cp} b q, \quad (10.5)$$

где F - площадь одной поверхности трения, м²; q - допустимое для выбранного материала фрикционной накладки давление на поверхность, Па (табл.10.1); $b = R_2 - R_1$ - ширина поверхности трения, м.

Подставив в выражение (10.2) значение силы сжатия дисков (10.5), получим формулу для расчета R_{cp} , м:

$$R_{cp} = \sqrt{\frac{M_{\partial\delta} \beta_m}{2\pi \mu q b z}}. \quad (10.6)$$

Таблица 10.2
Диаметры и толщина фрикционных накладок
сцепления, мм по ГОСТ 1786-80

Диаметр		Толщина	Диаметр		Толщина
наружный	внутренний		наружный	внутренний D ₁	
D ₂	D ₁		D ₂		
50	20, 30	2,5	180	100, 120, 125	3
65	30, 40	3.0	190	110, 130, 140	3,5
75	40, 50	3.5	200	120, 130, 140	4, 4,5
85	45, 50	2.5	215	140, 150, 160	4, 4,5
100	60, 70	3.0	225	140, 150, 175	4, 4,5
115	65, 90	3.5	240	160, 180	4, 4,5
140	75, 85, 100	4, 4,5	250	155, 180	4, 4,5
150	90, 100	4, 4,5	280	165, 180, 200	4, 4,5
160	95, 110	4, 4,5	300	165, 175, 200	3,5, 4
170	100, 120	4, 4,5	310	175, 200	4,5, 5, 6

По таблице 10.2 следует задаться значением b и, подсчитав значение $R_{ср}$ по формуле (10.6), подобрать по формуле (10.4) и табл. 10.2 размеры фрикционной накладки.

После определения конструктивных параметров необходимо оценить износостойкость фрикционной муфты. Для этого находим удельную работу буксования, Дж/м:

$$l_{\delta} = \frac{A}{zF} \leq [l_{\delta}], \quad (10.7)$$

где A - работа буксования, Дж; F - площадь одной поверхности трения, м (формула (10.5)); $[l_{\delta}]$ - допустимая удельная работа буксования. При проектировании новых фрикционных устройств, работающих всухую, удельную работу буксования свыше 500...600 кДж/м

допускать не следует.

В случае, если момент внешней нагрузки равен моменту двигателя $M_{дв}$, работа буксования определится, Дж [3]:

$$A = \frac{M_{дв} \cdot t_0^2}{24I_a \beta_m^2}, \quad (10.8)$$

где t_0 – время, за которое при выключении муфты крутящий момент убывает от максимума до нуля. Это время – величина конструктивная и для каждой конкретной муфты постоянная. Для расчетов принимается в пределах $t_0 = 1,0 \dots 1,5$ с; I_a – приведенный момент инерции ведомых масс асфальтоукладчика, кг м:

$$I_a = \frac{m_a r_k^2}{i_{mp}^2}, \quad (10.9)$$

где m_a – масса снаряженного асфальтоукладчика (без смеси и упора в автосамосвал, т. к. расчет ведется для высшей передачи, т. е. перемещения на транспортной скорости, кг; r_k – радиус ведущей звездочки гусеничного хода, м; i_{mp} – передаточное число трансмиссии на высшей передаче.

По аналогии с асфальтоукладчиком ДС-143 для расчетов $r_k = 0,22$ м.

Передаточное число на высшей передаче определяется

$$i_{mp} = \frac{n_{дв}}{n_k},$$

где n_k – скорость вращения колеса, об/мин:

$$n_k = \frac{30v}{\pi r_k}.$$

Приняв максимальную транспортную скорость $v =$

1,29 м/с, можно определить искомое передаточное число (для рассматриваемого примера).

Валы муфт рассчитывают на кручение по номинальному моменту двигателя

$$\tau = \frac{M_{\text{дв}}}{0,2d^3} \leq [\tau],$$

где d – диаметр наименьшего сечения вала, м; τ = 80...100 МПа – допустимое напряжение материала вала, обеспечивает примерно трехкратный запас по пределу текучести. Валы муфт сцепления изготавливают из углеродистых сталей с последующей термической обработкой (сталь 40Х, 45, 33ХСА и др.).

В фрикционных муфтах применяют цилиндрические, конические или тарельчатые пружины. При расчете необходимо учитывать дополнительную деформацию пружин от перемещения нажимного диска.

Суммарную силу нажимных пружин принимают $Q_n = 1,2Q$. При выключении муфты зазор между соседними витками пружины должен быть не менее 2 мм. Пружины рассчитывают обычными методами [1].

10.2. Расчет коробки передач

Коэффициент приспособляемости тракторных двигателей внутреннего сгорания составляет 1,1...1,2; в то же время сопротивление движению асфальтоукладчика может изменяться в 10...12 раз. Диапазон изменения частоты вращения вала двигателя также меньше требуемого диапазона рабочих и транспортных скоростей асфальтоукладчика, поэтому после двигателя устанавливается коробка перемены передач 4 (см. рис.10.1). Для расчета передаточных чисел трансмиссии необходи-

мо знать диапазон скоростей передвижения асфальтоукладчика.

В задании на проектирование указывается максимальная транспортная скорость передвижения, а минимальная – по аналогии с существующими конструкциями принимается равной 0,026 м/с.

На асфальтоукладчиках обычно используется шести или восьмискоростная коробка передач. Ряд рабочих скоростей определяется по закону геометрической прогрессии.

Диапазон скоростей определяется:

$$D_v = \frac{v_{max}}{v_{min}}. \quad (10.10)$$

Знаменатель геометрического ряда скоростей

$$q_m = \sqrt[z]{D_v}, \quad (10.11)$$

где z – число скоростей передвижения.

Тогда

$$v_2 = v_{min} q_m, \\ v_3 = v_2 q_m \text{ и т. д.}$$

Так, например, на асфальтоукладчике ДС-143 установлена восьмискоростная коробка передач (рис. 10.1). Максимальная скорость 0,733 м/с, минимальная – 0,026 м/с. Диапазон скоростей:

$$D_v = \frac{0,733}{0,026} = 28,19.$$

Знаменатель геометрического ряда скоростей:

$$q_m = \sqrt[8]{28,19} = 1,61.$$

В соответствии с этим крутящий момент на различных передачах передается следующим образом:

- I. T1-T6-T7-T11-T12-T10-T8-T15-T16, а передаточное число $i_I = 115,05$;
- II. T1-T6-T7-T11-T13-T9-T8-T15-T16, а передаточное число $i_{II} = 66,09$;

- III. T1-T6-T7-T11-T14-T9-T8-T15-T16, а передаточное число $i_{III} = 41,15$;
 IV. T1-T6-T7-T11-T10-T8-T15-T16, а передаточное число $i_{IV} = 23,45$;
 V. T1-T6-T7-T11-T12-T10-T8-T15-T17, а передаточное число $i_V = 12,75$;
 VI. T1-T6-T7-T11-T13-T9-T8-T15-T17, а передаточное число $i_{VI} = 7,33$;
 VII. T1-T6-T7-T11-T14-T9-T8-T15-T17, а передаточное число $i_{VII} = 4,54$;
 VIII. T1-T6-T7-T11-T10-T8-T15-T17, а передаточное число $i_{VIII} = 2,60$.

Для получения заднего хода в зацепление с шестерней T1 включается блок шестерен T2, изменяющий направление вращения валов, остальной порядок передачи вращения тот же, что и при движении вперед.

Зубчатые колеса коробки передач рассчитывают при различных нагрузках по методике ГОСТ 21354-87. Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой проводят для предотвращения хрупкого излома зуба или остаточных деформаций. Зубчатые колеса изготавливаются из сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, 20ХНЗА, 20ХНР, 20ХГНР и др. После цементации и термообработки твердость зубьев достигает HRC 56...63 при глубине слоя цементации 0,8...1,5 мм. Используют также и среднеуглеродистые стали 35ХГТ, 45Х и др., которые для придания поверхностной твердости нагревают токами высокой частоты с последующей закалкой и отпуском.

Напряжения изгиба в зубе находят по формуле, МПа,

$$\sigma_u = \frac{Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_m}{m} \leq [\sigma_u], \quad (10.12)$$

где Y_F , Y_ε , Y_β - коэффициенты, учитывающие форму, перекрытие и наклон зубьев; m - модуль, мм; ω_m - максимальная удельная расчетная окружная сила, Н/мм:

$$\omega_m = \frac{F_m K_\alpha K_\beta K_v}{b}, \quad (10.13)$$

где F_m – максимальная расчетная окружная сила, Н; K_α , K_β и K_v – коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность этого распределения по длине контактной линии и динамическую нагрузку в зацеплении; b – рабочая ширина венца, мм; $[\sigma_u]$ – допустимое расчетное напряжение, МПа.

При проектировочном расчете в качестве искомой величины принимают геометрические размеры зубчатых колес, учитывая выбранную кинематическую схему коробки передач и соответствующие ей габариты.

Напряжение изгиба для рабочих передач не должно превышать 250 МПа, для редко используемых – 400 МПа, что обеспечивает примерно полуторный запас по пределу текучести. Допустимое напряжение по контактной выносливости должно быть не более 1 200 МПа.

Валы передают крутящий момент и в большинстве случаев работают на изгиб. В общем случае крутящий момент

$$M_{кр} = M_{дв} i_k, \quad (10.14)$$

где i_k – передаточное число между валом двигателя и соответствующим валом коробки передач.

Момент $M_{из}$, изгибающий вал, определяется значением и направлением сил, действующих на этот вал. Если на вал действует несколько сил в разных плоскостях, необходимо определять реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а затем создаваемые этими реакциями суммарные изгибающие моменты.

Результирующий момент, действующий на вал, определяется согласно третьей теории прочности:

$$M_{рез} = \sqrt{M_{кр}^2 + M_{из}^2}. \quad (10.15)$$

При включении различных передач значение момента разное, поэтому необходимо его определять для всех передач, в дальнейшем вести расчет валов по наибольшему результирующему моменту.

Напряжение изгиба вала

$$\sigma_u = \frac{M_{рез.мах}}{0,1d^3} \leq [\sigma_u]. \quad (10.16)$$

В существующих конструкциях коробок передач допустимые напряжения изгиба вала составляют 50...70 МПа, что обеспечивает четырех- и даже восьмикратный запас прочности по пределу текучести материала.

В трансмиссиях дорожных машин в основном применяют подшипники качения. При проектировании следует помнить, что внутреннее кольцо подшипника устанавливают на вал по системе отверстия, а наружное кольцо – по системе вала. Места установки подшипников выполняют по 6..7 качеству точности и, как правило, шлифуют.

В соответствии с ГОСТ 18855-82 подшипники подбирают по коэффициенту динамической грузоподъемности, задаваясь общим сроком службы трансмиссий 8 000...10 000 ч.

10.3. Расчет бортового планетарного редуктора

Бортовыми редукторами называют механизмы трансмиссии, устанавливаемые непосредственно перед ведущими колесами. Они предназначены для увеличения крутящего момента, подводимого к ведущим колесам, и уменьшают нагрузку на детали трансмиссии.

На асфальтоукладчиках устанавливаются простые (ДС-126А) и планетарные (ДС-143) бортовые редукто-

ры. Первые просты по конструкции и дешевы в изготовлении, однако имеют большие нагрузки в полюсах зацепления и быстро изнашиваются. Планетарные бортовые редукторы позволяют получать большие передаточные числа при малых габаритах, детали их менее нагружены, они надежнее в работе.

Наибольшее применение в качестве бортовых планетарных редукторов получили соосные однорядные редукторы (рис.10.4).

Передаточное число такого редуктора подсчитывается по формуле

$$i_p = I + K, \quad (10.17)$$

где K – характеристика планетарного ряда,

$$K = \frac{Z_u}{Z_c}, \quad (10.18)$$

где Z_u и Z_c – числа зубьев центрального и солнечного колес.

Подбор чисел зубьев шестерен планетарного редуктора производится с условием получения заданного передаточного числа, обеспечения прочности, возможности сборки и геометрической соосности звеньев.

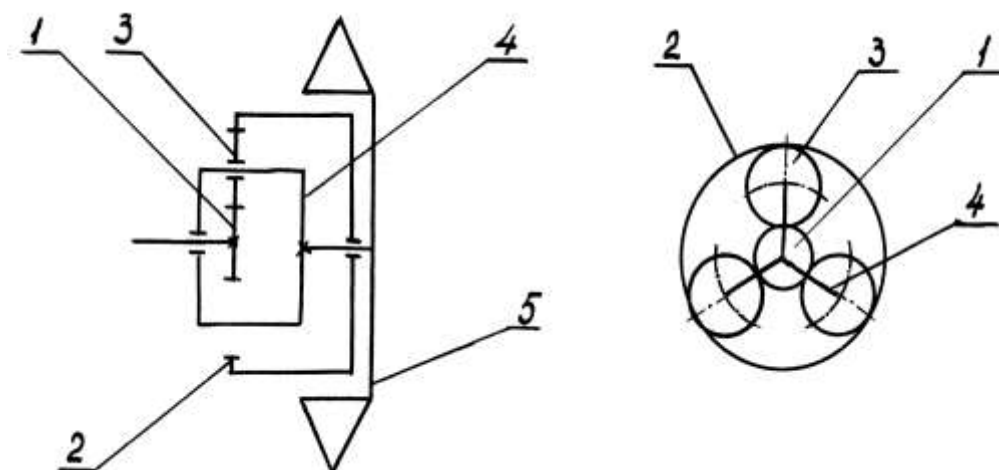


Рис.10.4. Схема соосного однорядного планетарного редуктора:

- 1 - солнечное колесо; 2 - центральное колесо;
3 - сателлит; 4 - водило; 5 - ведущая звездочка гусеничного хода

При подборе чисел зубьев эпициклического (центрального) колеса полученные значения передаточного числа будут отличаться от заданных. При этом необходимо, чтобы полученные значения не отличались от заданных более чем на 3 %.

Прочность деталей планетарного редуктора при подборе числа зубьев обеспечивается двумя путями. Во-первых, меньшая шестерня планетарного ряда (при $K < 3,0$ – это сателлит, а при $K \geq 3,0$ – солнечное колесо) должна иметь минимальное число зубьев при условии отсутствия подрезания ($Z_{min} = 12 \dots 15$). Тогда при заданных радиальных размерах бортового редуктора (ограничен диаметр ведущей звездочки) больше будет модуль шестерен, прочнее их зубья.

Во-вторых, для повышения прочности редуктора желательно иметь наибольшее число сателлитов $a_{ст}$, не нарушающее условие соседства, при котором между зубьями соседних сателлитов обеспечивается зазор $\delta = (3 \dots 5)$ мм (рис.10.5), при этом зубья не будут задевать друг за друга, а потери энергии на перебалтывание масла не будут чрезмерными. Исходя из этого допускается иметь: 8 сателлитов при $K < 1,94$; 7 сателлитов при $K < 2,14$; 6 сателлитов при $K < 2,4$; 5 при $K < 2,92$; 4 при $K < 4,5$ и 3 сателлита при $K < 11,0$.

Для обеспечения возможности сборки необходимо, чтобы

$$Z_u + Z_c = a_{cm}\beta, \quad (10.19)$$

т.е. сумма чисел зубьев эпициклической и солнечной шестерен должна быть кратной числу сателлитов a_{cm} (β – любое целое число).

Геометрическая соосность звеньев планетарного

редуктора обеспечивается при условии

$$Z_u = Z_c + 2Z_{cm}, \quad (10.20)$$

где Z_{cm} – число зубьев сателлита.

Подбор числа зубьев начинается с наименьшей шестерни планетарного ряда. Например, передаточное число бортового планетарного редуктора задано и равно 5. Из формулы (10.18) характеристика планетарного ряда $K = i_p - 1 = 5 - 1 = 4$. При этом значении K шестерней с наименьшим диаметром является солнечная. Учитывая вышеприведенную рекомендацию, примем $Z_c = 14$. Число зубьев центрального колеса подсчитывается по формуле (10.18):

$$Z_u = Z_c K = 14 \times 4 = 56.$$

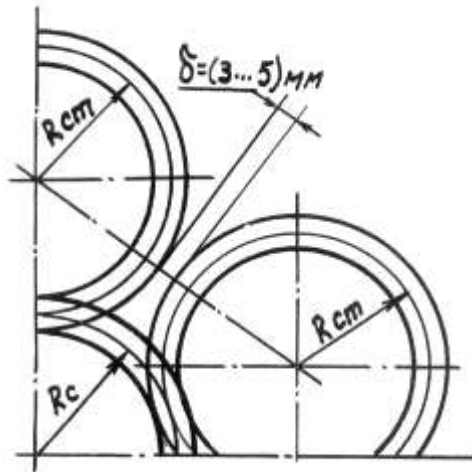


Рис.10.5. Условие соседства сателлитов

Число зубьев сателлита для рассматриваемого примера определится (10.20)

$$Z_{cm} = \frac{Z_u - Z_c}{2} = \frac{56 - 14}{2} = 21.$$

При $K < 3,0$ подбор начинают с сателлита, назначив

число зубьев его соответствующим Z_{min} . Затем определяется число зубьев центрального и солнечного колес из совместного решения уравнений (10.18) и (10.20).

Расчетным режимом для планетарных редукторов, так же, как и для простых, является режим максимального крутящего момента двигателя.

Методика расчета валов и подшипников планетарного редуктора такая же, как и для простых редукторов.

Расчет шестерен планетарных редукторов отличается тем, что крутящий момент передается несколькими сателлитами. При этом зубья солнечной шестерни, сателлита и центрального колеса нагружаются примерно равными окружными усилиями $P = M_p / R$, под действием которых в них возникают различные напряжения изгиба. Наибольшими при равном модуле и ширине зубьев они будут в шестерне с наименьшим числом зубьев.

Напряжения изгиба в зубе шестерни планетарного редуктора определяются по формуле, МПа

$$\sigma_u^{nl} = \frac{\sigma_u}{\Psi a_{cm}}, \quad (10.21)$$

где σ_u – напряжение изгиба, подсчитываемое по формуле (10.12), МПа; Ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилия между сателлитами, $\Psi=0,75$; a_{cm} – число сателлитов.

Расчет на контактные напряжения смятия ведется так же, что и для зацепления в простых редукторах, но при этом необходимо учитывать параллельную и неравномерную передачу усилий несколькими сателлитами.

Оси сателлитов в цельнокованных водилах рассчитываются как двухопорные балки на изгиб от силы F , действующей в средней плоскости сателлита, если он

установлен на одном подшипнике, Н,

$$F = \sqrt{(2P)^2 + P_{ц}^2} = \sqrt{\left(\frac{4M_p}{\psi a_{cm} mZ}\right)^2 + (m_{cm} R_0 \omega_0^2)^2},$$

где P – окружное усилие, действующее на зубья сателлита, Н; $P_{ц}$ – центробежная сила, Н; m_{cm} – масса сателлита и подшипника, кг; R_0 – радиус водила, м; ω_0 – угловая скорость вращения водила, рад/с.

При установке сателлита на двух подшипниках изгиб будет вызываться двумя силами $F/2$, приложенными к оси в средних плоскостях подшипников.

Для тихоходных передач с $n_0 < 16,6$ об/с центробежной силой можно пренебречь.

10.4. Расчет тормоза гусеничного ходового механизма

Механизм управления приводом хода (рис.10.6) предназначен для включения и выключения гидромуфта привода хода, а также для затормаживания левой или правой гусеничной ленты.

При переводе рычага 1 от себя рычаг 2 давит на кулачок гидрораспределителя 3, рабочая жидкость поступает в полость гидромуфты привода хода. Под давлением рабочей жидкости диски гидромуфты прижимаются и крутящий момент передается на правую или левую гусеничную ленту. Тормозная лента 4 отжимается от тормозного шкива 5 пружиной 6. При переводе рычага 1 в нейтральное (среднее) положение гидромуфта выключается, крутящий момент на привод хода не передается, и гусеничная лента останавливается. При дальнейшем переводе рычага 1 на себя посредством рычага 7 и

тяги 8 тормозная лента 4 зажимает тормозной шкив 5, тем самым затормаживая гусеничную ленту.

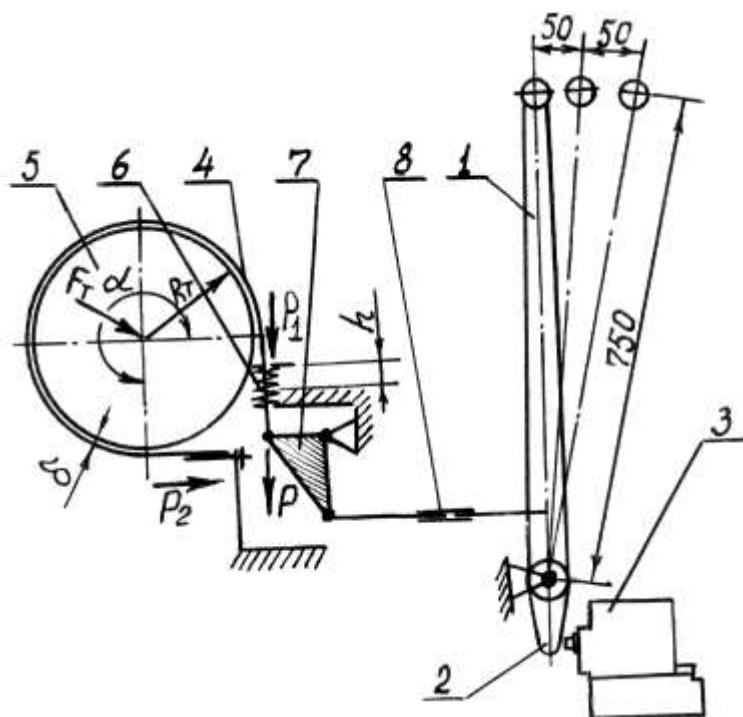


Рис.10.6. Схема механизма управления приводом хода

Для вычисления тормозного расчетного момента рассматривают два характерных режима работы тормоза: удержание машины на спуске и торможение на горизонтальном участке.

В первом случае при максимальном угле подъема асфальтоукладчика $\alpha_{max} = 10^\circ$ тормозная сила должна отвечать условию $P_m \geq G_{cy} \sin \alpha_{max}$, где G_{cy} - сцепной вес асфальтоукладчика; для гусеничного $G_{cy} = G_a$, для колесного - вес, приходящийся на колеса, оснащенные тормозами.

Например, для механизма передвижения, приведенного на рис.10.1, тормоз установлен после коробки передач перед цепной передачей и планетарным бортовым редуктором. В этом случае тормозной момент, необходимый для удержания машины, Н·м

$$M_m \geq \frac{G_a \varphi_{cy} r_k \eta_p \eta_z \eta_y \sin \alpha_{max}}{2i_p i_y}, \quad (10.22)$$

где r_k – радиус качения ведущего колеса (радиус ведущей звездочки для гусеничного хода), м; $\eta_p=0,95$, $\eta_z=0,9$, $\eta_y=0,9$ – коэффициенты полезного действия бортового редуктора, гусеничного хода и цепной передачи от вала коробки передач до бортового редуктора; i_p и i_y – передаточные числа бортового редуктора и цепной передачи.

Для торможения асфальтоукладчика на горизонтальном участке при полном использовании сил сцепления гусениц с дорожным покрытием тормозной момент

$$M_m = \frac{G_{cy} \varphi_{cy} r_k \eta_p \eta_z \eta_y}{2i_p i_y}. \quad (10.23)$$

Полагая коэффициент сцепления $\varphi_{cy}=1$, а также возможную неравномерность нагрузки на гусеницы при кренах машины в пределах 10...20 %, получаем

$$M_m = \frac{0,45 G_{cy} r_k}{i_p i_y}. \quad (10.24)$$

Из двух расчетных случаев для определения параметров тормоза следует выбрать больший тормозной момент.

С другой стороны, из условия равновесия тормозного шкива находим тормозной момент, Н·м

$$M_m = P_0 R_m = (P_1 - P_2) R_m, \quad (10.25)$$

где P_0 – окружное усилие на тормозном шкиве, Н; P_1 и P_2 – силы натяжения набегающей и сбегающей ветвей ленты (рис.10.6), Н; R_m – радиус тормозного шкива, м.

В соответствии с уравнением Эйлера связь между набегающей P_1 и сбегающей P_2 силами определится:

$$P_1 = P_2 e^{\mu\alpha}, \quad (10.26)$$

где μ – коэффициент трения материала тормозной ленты о шкив (табл.10.1); α – угол обхвата лентой тормозного шкива, рад.

Подставляя в уравнение (10.25) выражение (10.26), получаем

$$M_m = P_2 (e^{\mu\alpha} - 1) R_m. \quad (10.27)$$

Для схемы тормоза, изображенного на рис.10.6, когда линии действия тормозного усилия P и набегающего (сбегающего при вращении в другую сторону) усилия P_1 совпадают, величина тормозного усилия определится

$$P = M_m / R_m. \quad (10.28)$$

Исходя из величины потребного тормозного усилия и учитывая, что усилие, прикладываемое машинистом асфальтоукладчика к рычагу 1, не должно превышать 120 Н, рассчитывают длину плеч рычагов и тяг.

Перемещение сбегающего конца ленты определяется, м

$$h = \frac{2\pi \cdot \delta \cdot \alpha}{360}, \quad (10.29)$$

где δ – радиальный зазор между лентой и тормозным шкивом в начале ее затягивания, м; $\delta = (1,5 \dots 2,0) \cdot 10^{-3}$

м.

Ширину фрикционной накладки на тормозную ленту рассчитывают по формуле, м

$$b_m = \frac{M_n e^{\mu\alpha}}{(e^{\mu\alpha} - 1) R_m^2 q},$$

(10.30) где q - допустимое давление в ленточном тормозе (табл.10.1).

Для определения радиальной нагрузки F_m на вал тормозного шкива одноленточного тормоза силы P_1 и P_2 переносятся на ось вращения и геометрически складываются, Н:

$$F_m = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 - 2P_1P_2 \cos(360^\circ - \alpha)}. \quad (10.31)$$

Работоспособность рабочих поверхностей тормоза проверяют по удельной работе трения и температуре нагрева. Удельную работу трения определяют по формуле, МДж/м²,

$$l_o = \frac{\pi n R_m q}{30} \leq (1,0 \dots 2,0), \quad (10.32)$$

где n - частота вращения тормозного шкива в начале процесса торможения, об/мин, q - в МПа, R_m - в м.

Температура тормозного барабана в конце торможения,

$$t_k = \frac{t_n + \pi n \tau M_m}{C_r m_m}, \quad (10.33)$$

где t_n - начальная температура тормозного шкива, $t_n = 50 \dots 70$ °С; τ - время торможения, $\tau = 2 \dots 3$ с; m_m - масса тормозного барабана, кг; C_r - теплоемкость чугуна, $C_r = 480$ Дж/(кг·град).

Для тормоза, работающего в условиях сухого тре-

А.В. Лещинский, С.Н. Иванченко

ния, разность не должна превышать 80 °С.

10.5. Расчет гидромуфты

В асфальтоукладчиках гидромуфты используются в приводе хода левой и правой гусениц, а также в приводе питателей и шнеков (рис. 10.1).

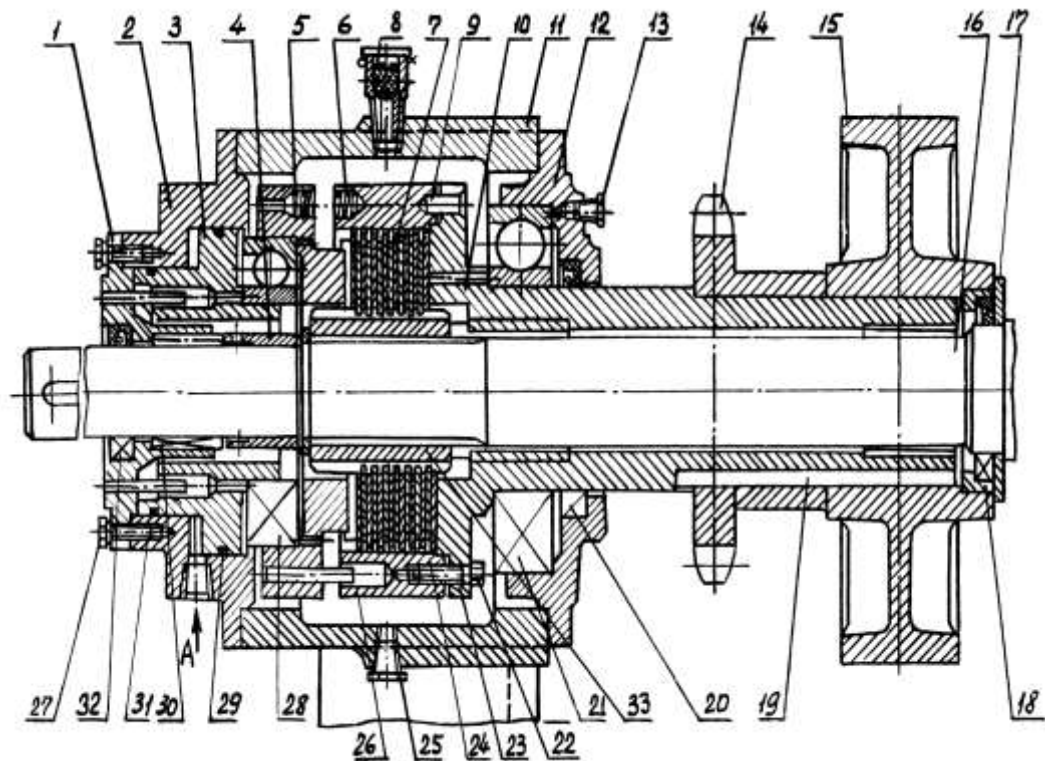


Рис.10.7. Гидромуфта привода хода:

1,12-крышки; 2-цилиндр; 3-поршень; 4-втулка; 5-диск нажимной; 6-пружина; 7-диск ведомый; 8-сапун; 9-штифт; 10-стакан; 11-корпус; 13,25-пробки; 14-звездочка; 15-тормозной шкив; 16-вал; 17-шайба упорная; 18,20,32-манжеты; 19-шпонка; 21,28,30-подшип-ники; 22,27-болты; 23-шайба; 24-диск ведущий; 26-венец; 29,31-кольца; 33-втулка шлицевая

Гидромуфты привода хода (рис. 10.7) предназна-

ны для передачи крутящего момента от вала коробки передач на валы привода хода, а также для ограничения величины передаваемого крутящего момента для предохранения деталей привода от перегрузок.

Гидромуфта привода хода собрана в корпусе 11, который закрыт с одной стороны крышкой 12 с запрессованным в ней подшипником 21, а с другой – цилиндром 2 и крышкой 1. В крышках 1 и 12 установлены манжеты 20 и 32, герметизирующие корпус.

На валу 16 стакан 10 вращается свободно на биметаллических втулках. На торце стакана закреплен болтами 22 венец 26, имеющий продольные впадины. В эти впадины заходят зубья ведомых дисков 7, которые свободно перемещаются в осевом направлении и вращаются совместно с венцом 26.

Между ведомыми дисками расположены ведущие диски 24, которые насажены на наружные шлицы втулки 33, сидящей своими внутренними шлицами на шлицах вала 16. Диски могут плотно соприкасаться друг с другом при нажатии на них поршнем 3 через нажимной диск 5 и подшипник 28. При этом вращение вала 16 передается на звездочку 14 и далее по кинематической цепи.

При сбрасывании давления в полости А нажимной диск 5 возвращается в исходное положение под действием пружин 6, диски разъединяются и вращение вала на звездочку не передается.

Конструкция и работа гидромуфт привода скребковых питателей и распределительных шнеков аналогична гидромуфтам привода хода.

Управление гидромуфтами электрогидравлическое, работа механизма управления описана в разд. 10.4.

Гидромуфта представляет собой многодисковую муфту, фрикционы которой работают в масле. Методика

расчета такой муфты изложена в разд. 10.1. отличие заключается в том, что число пар поверхностей трения z больше единицы (рис. 10.8).

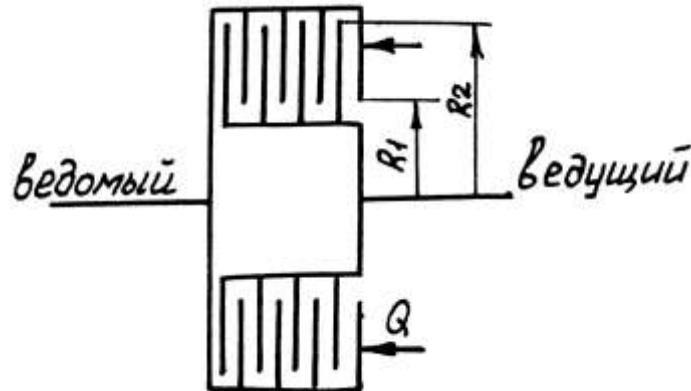


Рис.10.8. Расчетная схема многодисковой муфты

При проектировании новой муфты число пар поверхностей трения определится

$$z = \frac{\beta_m M_{дв}}{2\pi q \mu b R_{ср}^2}.$$

При расчете многодисковой гидравлической муфты следует обратить внимание на то, что пары трения работают в масле. Поэтому при назначении величины коэффициента трения и допустимого давления (табл.10.1) это обстоятельство следует учитывать.

11. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

По функциональному назначению гидравлическую систему асфальтоукладчика, приведенную на рис. 11.1, можно условно разделить на гидросистему привода трамбующего бруса и гидросистему управления, которая включает в себя управление гидроцилиндрами Ц1 и Ц2 подъема (опускания) рабочего органа, управление гидроцилиндрами Ц3 и Ц4 боковин бункера, управление гидроцилиндрами Ц5 и Ц6 системы автоматизации "Стабило-слой", управление гидромуфтами МФ1 и МФ2 привода питателей и шнеков, гидромуфтами МФ3 и МФ4 привода хо-

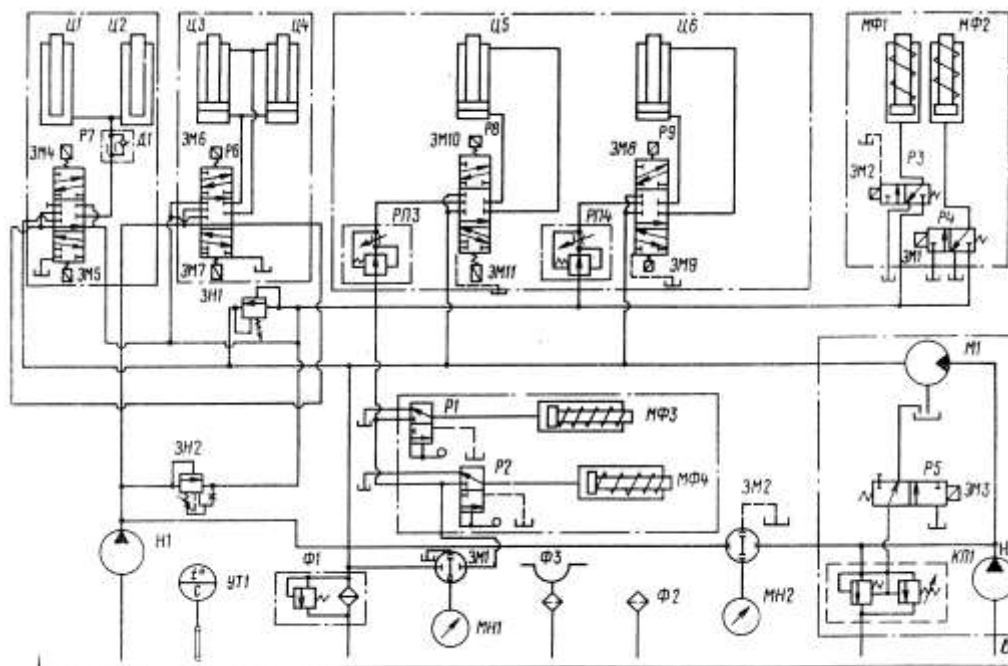


Рис.11.1. Гидравлическая схема асфальтоукладчика

Гидросистема привода трамбующего бруса включает

в себя насос *H2*, гидромотор *M1*, предохранительный клапан *KП1* и распределитель *P5*.

Насос *H2* предназначен для привода гидромотора *M1* трамбующего бруса.

Клапан *KП1* предохраняет систему привода трамбующего бруса от повышенного давления в системе, а также осуществляет пуск и остановку гидромотора при помощи распределителя *P5*.

В исходном положении распределителя *P5* электромагнит *ЭМ3* отключен. Линия управления клапана *KП1* соединена со сливом. При этом рабочая жидкость от насоса *H2* через клапан *KП1* идет на слив через фильтр *Ф1*. Насос *H2* разгружен – и привод трамбующего бруса не работает.

При включении тумблером электромагнита *ЭМ3* распределитель *P5* перекрывает линию управления разгрузкой клапана *KП1*. Рабочая жидкость направляется к гидромотору *M1* – и привод включен.

Для подъема рабочего органа включается тумблером электромагнит *ЭМ5* распределителя *P7*. Рабочая жидкость поступает через обратный клапан замедлительного клапана *Д1* в гидроцилиндры *Ц1* и *Ц2*.

Опускание рабочего органа осуществляется включением электромагнита *ЭМ4* распределителя *P7*. Рабочая жидкость из полостей гидроцилиндров подъема рабочего органа под давлением собственного веса рабочего органа по сливному каналу распределителя *P7* поступает в сливную магистраль гидросистемы.

Между гидроцилиндрами *Ц1*, *Ц2* и гидрораспределителем *P7* размещен замедлительный клапан *Д1*, предназначенный для обеспечения плавного опускания рабочего органа.

Для кратковременной фиксации рабочего органа в

поднятом положении необходимо обесточить электромагниты ЭМ5 и ЭМ4 гидрораспределителя Р7. В транспортном положении рабочий орган необходимо зафиксировать упорами.

Положение распределителя Р7 "Опускание" является и положением "Плавающее" рабочего органа. "Плавающее" положение рабочего органа является обязательным при укладке асфальтобетона.

Для подъема и опускания боковин бункера включаются тумблером на пульте соответственно электромагнит ЭМ7 или ЭМ6 гидрораспределителя Р6. Фиксирование створок бункера осуществляется при обесточивании электромагнитов распределителя Р6.

Слив из гидроцилиндров Ц3 и Ц4 соединен через напорный золотник ЗН1 со сливной магистралью, для обеспечения постоянного давления в напорной магистрали гидросистемы управления.

Управление гидроцилиндрами системы автоматики "Стабилослой" осуществляется следующим образом. Движение штоков гидроцилиндров Ц5 и Ц6 "Вверх" и "Вниз" осуществляется включением электромагнитов ЭМ10, ЭМ8 и ЭМ11, ЭМ9 гидрораспределителей Р8 и Р9.

Скорость движения штоков гидроцилиндров Ц5 и Ц6 регулируется регуляторами потока РП3 и РП4 в пределах 4...7 мм/с.

Управление включением гидромуфт МФ1 и МФ2 привода питателей и шнеков осуществляется с помощью гидрораспределителей Р3 и Р4. При отключенных электромагнитах ЭМ1 и ЭМ2 гидрораспределителей Р3 и Р4 рабочие полости цилиндров гидромуфт соединены со сливом. Гидромуфты отключены - и привод питателей и шнеков не работает. При включении электромагнитов ЭМ1, ЭМ2 распределителей Р3 и Р4 рабочая жидкость

под давлением настройки напорного золотника $ЗН1$ поступает в рабочую полость гидроцилиндров гидромуфт $МФ1$ и $МФ2$, обеспечивая их работу.

Управление цилиндрами гидромуфт $МФ3$ и $МФ4$ привода хода осуществляется гидрораспределителями $P1$ и $P2$. В исходном положении распределителей $P1$ и $P2$ рабочие полости цилиндров гидромуфт $МФ3$ и $МФ4$ привода хода соединены со сливом. Муфты отключены – и привод хода не работает. При включении распределителей $P1$ и $P2$ рабочая жидкость под давлением настройки напорного золотника $ЗН1$ (под давлением 2,5 МПа) поступает в цилиндры гидромуфт привода хода $МФ3$ и $МФ4$, гидромуфты включены.

11.1. Расчет гидросистемы привода трамбующего бруса

Исходными данными для расчета гидросистемы привода трамбующего бруса являются: скорость вращения вала гидромотора, крутящий момент, номинальное давление в гидросистеме, граничные температуры окружающего воздуха и режим работы гидропривода.

Учитывая, что асфальтоукладчики работают при плюсовых температурах, рекомендуется в качестве рабочей жидкости использовать масло МГ-30, Дп-11, веретенное АУ или АМГ-10.

Режим работы гидропривода определяется в зависимости от использования номинального давления, продолжительности работы под нагрузкой, а также числа включений в час. Гидропривод трамбующего бруса можно рассматривать как работающий непрерывно с коэффициентом использования номинального давления, равным 0,7...0,9, но число включений в час невелико, поэто-

му режим работы назначается тяжелый.

В современных асфальтоукладчиках номинальное давление в системе привода трамбующего бруса принимается равным $P_H=10\dots16$ МПа.

Скорость вращения вала гидромотора равна скорости вращения эксцентрикового вала трамбующего бруса (см. разд. 6.1). Затраты мощности на привод трамбующего бруса определены по формуле (9.4). Тогда полезная мощность на валу гидромотора привода трамбующего бруса определится по формуле, кВт,

$$N_z = \frac{N_4}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (11.1)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД гидромотора, для предварительных расчетов принимается $\eta_{\text{общ}}=0,87$.

Момент, который должен преодолеваться гидромотором, равен, Н·м:

$$M_z = \frac{1000N_z}{\omega_6}. \quad (11.2)$$

Требуемый рабочий объем гидромотора определится, см³/об,

$$q_m = \frac{M_z}{0,159(P_H - \sum \Delta P)}, \quad (11.3)$$

где $\sum \Delta P$ – потери давления в гидросистеме, МПа; для проектного расчета принимаются равными 6 % от номинального давления [7].

Требуемый расход рабочей жидкости рассчитывается по формуле, л/мин

$$Q_H = \frac{q_m n_6}{\eta_{\text{об}} \cdot 10^3}, \quad (11.4)$$

где n_6 – скорость вращения вала гидромотора в об/мин; $\eta_{об}$ – объемный КПД гидромотора (табл. 11.1).

По вычисленным параметрам рабочего объема, скорости вращения вала и крутящего момента по табл. 11.1 подбирается соответствующий гидромотор.

Таблица 11.1.

Техническая характеристика насосов
и гидромоторов типа 210

Параметры	Марка насосов и гидромоторов				
	210. 12	210. 16	210. 20	210. 25	210. 32
Рабочий объем, см ³ /об	11,6	28,1	54,8	107	225
Давление, Мпа:					
номинальное	16	16	16	16	16
максимальное	25	25	25	25	25
Число оборотов в минуту:					
номинальное	2800	2240	1800	1400	1120
максимальное	5000	4000	3150	2500	2000
Мощность, потребляемая насосом, кВт	8,4	16,4	25,7	39,0	66,0
Крутящий момент, развиваемый гидромотором, Н·м	29	71,5	139	270	572
Объемный КПД	0,96	0,96	0,95	0,95	0,94
Механический КПД	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
Общий КПД	0,88	0,82	0,87	0,87	0,86
Масса, кг	5,5	12,5	23,0	44,0	88,0

При расчете мощности насоса, приводящего гидродвигатель в действие, необходимо учесть возможные потери давления и расхода в гидросистеме, кВт,

$$N_n = N_z K_{зy} K_{зс} \quad (11.5)$$

где K_{zy} – коэффициент запаса по усилию, $K_{zy}=1,1\dots1,2$; K_{zc} – коэффициент запаса по скорости, $K_{zc}=1,1\dots1,3$. Меньшие значения коэффициентов следует выбирать для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелом и весьма тяжелом режимах эксплуатации.

Требуемый расход рабочей жидкости, который должен обеспечить насос, определен по формуле (11.4).

Скорость вращения вала насоса должна находиться в пределах 1 000...2 800 об/мин в зависимости от типа выбранного насоса. Если насос еще выбирается, то следует назначить усредненную скорость 1 500 об/мин и сделать расчет. Если уже выбрана кинематическая схема, то место установки насоса и скорость вращения его вала известны.

По известному расходу рабочей жидкости и числу оборотов вала рассчитывается рабочий объем насоса, см³/об по формуле (11.4).

По рассчитанным параметрам выбирается тип насоса (табл.11.12).

Таблица 11.12.

Техническая характеристика
шестеренных насосов типа НШ

Параметры	Марка насоса						
	НШ-10	НШ-32	НШ-46	НШ-50	НШ-67	НШ-98	НШ-100
Рабочий объем, см ³ /об	10,0	32,5 7	47,3 8	48,8	67,0	98,0	140,0
Давление, Мпа:							
номинальное	10	10	10	16	10	10	10
максимальное	13,5	13,5	13,5	20,0	13,5	13,5	13,5
Число оборотов в минуту	1100	...	1650		1000	...	2000
Объемный КПД	0,92	0,92	0,92	0,94	0,94	0,94	0,94

Механический КПД	0,85	0,85	0,85	0,90	0,90	0,90	0,90
Общий КПД	0,80	0,80	0,80	0,85	0,85	0,85	0,85
Масса, кг	2,55	6,55	7,1	8,0	17,5	17,7	–

Расчет трубопроводов состоит из гидравлического расчета и расчета на прочность.

При гидравлическом расчете определяется внутренний диаметр трубы, мм

$$d_{вн} = 4,6 \sqrt{\frac{Q_n}{v}}, \quad (11.6)$$

где v – скорость потока жидкости, м/с. Для всасывающего трубопровода скорость равна 0,8...1,4 м/с, для сливного трубопровода – 1,4...2,0 м/с, для напорного трубопровода – 3,0...5,0 м/с.

Толщина стенки металлического трубопровода определяется по формуле, мм

$$\delta = \frac{P_n d_{вн}}{2[\sigma_p]}, \quad (11.7)$$

где P_n – номинальное давление рабочей жидкости в системе, МПа; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубопровода, мм; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на разрыв, МПа, для стали 20 $[\sigma_p] = 140$ МПа.

По ГОСТ 8734-80 по рассчитанным параметрам сечения выбирается стальная бесшовная холоднодеформированная труба.

В качестве эластичных соединений применяются рукава высокого давления по ГОСТ 6286-73.

Остальная гидроаппаратура (распределитель Р5 и предохранительный клапан КП1 (рис. 11.1) выбирается по рекомендациям [7].

11.2. Расчет гидросистемы управления

Гидроцилиндры Ц1 и Ц2 (рис.11.1) подъема рабочего органа выбираются из условия, что они должны преодолеть вес рабочих органов и механизмов, воздействующих на покрытие через выглаживающую плиту. Если это статическая выглаживающая плита, используется формула (6. 6), в случае использования виброплиты – (6. 9).

Усилие T_1 , которое преодолевают гидроцилиндры 4 подъема рабочего органа (рис. 11.2), определяется из выражения, Н

$$T_1 = \frac{0,8m_{nl}ga}{2l_1},$$

где m_{nl} – масса плиты, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; a и l_1 – плечи приложенных сил, м.

В формуле учтена установка в механизме подъема двух гидроцилиндров. При проектном расчете предварительно принимается $l_1 = 2l_{nl} + 0,15$ м, а плечо a равно половине расстояния l_1 .

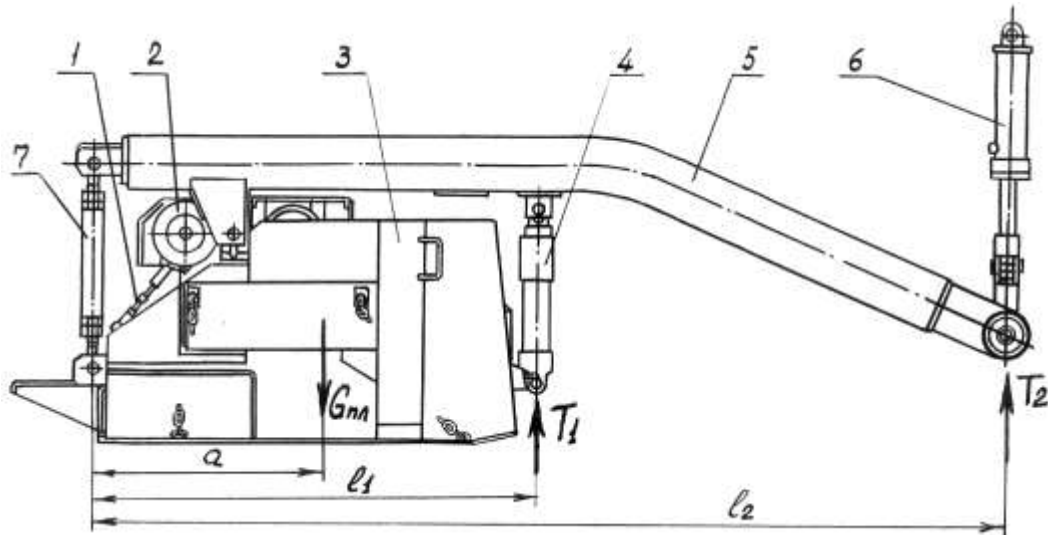


Рис.11.2. Схема для расчета усилий в гидроцилиндрах подъема рабочего органа:

1-тяга; 2-гидромотор; 3-щиты торцевые; 4-гидроцилиндры подъема рабочего органа; 5-лонжероны; 6-гидроцилиндры системы автоматики "Стабилослой"; 7-регулятор толщины укладываемого слоя

Коэффициент 0,8 учитывает, что масса плиты подразумевает массу всего рабочего органа, который через плиту давит на асфальтобетонную смесь, но в данном случае масса лонжеронов должна быть исключена.

Для подъема рабочего органа используются гидроцилиндры одностороннего действия (опускание рабочего органа под собственным весом), следовательно диаметр поршня (цилиндра) можно определить по формуле, см,

$$D = 0,11 \sqrt{\frac{T_1}{P_n \eta_{max}}} \quad (11.8)$$

где P_n - минимальное давление в гидросистеме, МПа; η_{max} - механический КПД гидроцилиндра. В расчетах можно принимать $\eta_{max} = 0,92 \dots 0,96$. Меньшие значения механического КПД рекомендуется выбирать для давле-

ния рабочей жидкости до 10 МПа, а большие – свыше 10 МПа.

В существующих конструкциях асфальтоукладчиков ход штока этих цилиндров равен 250 мм, скорость подъема рабочего органа – 0,013 м/с.

Шток гидроцилиндра работает на растяжение и сжатие. При работе штока на растяжение площадь поперечного сечения его должна быть, мм,

$$F \geq \frac{T_l}{[\sigma_p]}, \quad (11.9)$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение на растяжение, МПа.

Силовые гидроцилиндры являются унифицированными агрегатами, регламентированными отраслевой нормалью. Отношение площади поршневой полости к площади штоковой полости ψ в первом исполнении равно 1,33, во втором – 1,65.

Шток изготавливается из трубы, поэтому для определения его наружного диаметра d следует задаться коэффициентом ψ :

$$d = D \sqrt{\frac{\psi - 1}{\psi}}. \quad (11.10)$$

Толщина стенки трубы $\delta_{ш}$ рассчитывается по известной площади поперечного сечения F (формула (11.9)) и наружному диаметру d .

$$F = 0,785(2d \cdot \delta_{ш} - \delta_{ш}^2).$$

При работе на сжатие шток гидроцилиндра рассчитывается на устойчивость при продольном изгибе по формуле для расчета центрально сжатых стержней:

$$\sigma = \frac{T_l}{\varphi \cdot F} \leq [\sigma], \quad (11.11)$$

где φ - коэффициент продольного изгиба, определяемый в зависимости от гибкости стержня λ и марки стали. Обычно для изготовления штоков используется сталь 45.

Гибкость стержня λ определяется

$$\lambda = \frac{l}{i},$$

где l - расчетная длина штока, см; i - радиус инерции сечения штока, см.

$$i = \sqrt{\frac{I}{F}},$$

где I - момент инерции сечения, см⁴. Для кольцевого сечения

$$I = \frac{\pi(d^4 - d_{вн}^4)}{64},$$

где $d_{вн}$ - внутренний диаметр трубы, см; $[\sigma]$ - предельное расчетное сопротивление материала на сжатие, МПа:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{K_3},$$

где σ_m - предел текучести стали, МПа. Для стали 45 $\sigma_m=360$ МПа; K_3 - коэффициент снижения допускаемых напряжений, $K_3=1,5$.

По табл. 11.3 для расчетного допустимого напряжения и вычисленного значения λ определяется величина коэффициента φ и проверяется условие устойчивости по формуле (11.11).

Таблица 11.3

Коэффициент φ продольного изгиба
центрально сжатых стальных элементов

Гибкость λ	Для стали с расчетным сопротивлением, МПа						
	200	240	180	320	360	400	440
10	0,988	0,987	0,985	0,984	0,983	0,982	0,981
20	0,967	0,962	0,959	0,955	0,952	0,949	0,946
30	0,939	0,931	0,924	0,917	0,911	0,905	0,900
40	0,906	0,894	0,883	0,873	0,863	0,854	0,846
50	0,869	0,852	0,836	0,822	0,809	0,796	0,785
60	0,827	0,805	0,785	0,764	0,749	0,721	0,696
70	0,782	0,754	0,724	0,687	0,654	0,623	0,595
80	0,734	0,686	0,641	0,602	0,566	0,532	0,501
90	0,665	0,612	0,565	0,522	0,483	0,447	0,413
100	0,599	0,542	0,493	0,448	0,408	0,369	0,335
110	0,537	0,478	0,427	0,381	0,338	0,306	0,280
120	0,479	0,419	0,366	0,321	0,287	0,210	0,237
130	0,425	0,364	0,313	0,267	0,247	0,223	0,204
140	0,376	0,315	0,272	0,240	0,215	0,195	0,178
150	0,328	0,276	0,239	0,211	0,189	0,171	0,157
160	0,290	0,244	0,212	0,187	0,167	0,152	0,130
170	0,259	0,218	0,189	0,167	0,150	0,136	0,125
180	0,233	0,196	0,170	0,150	0,135	0,123	0,112
190	0,210	0,177	0,154	0,136	0,122	0,111	0,102
200	0,191	0,161	0,140	0,124	0,111	0,101	0,093

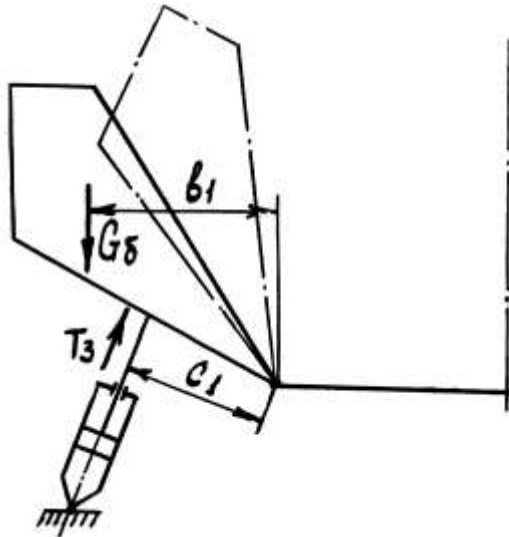


Рис.11.3. Схема для расчета усилий в гидроцилиндре управления боковиной бункера

Гидроцилиндры 6 системы автоматики "Стабилослой" (рис.11.2) при подъеме рабочего органа преодолевают сопротивление, Н,

$$T_2 = \frac{m_{пл} g a}{2l_2},$$

где l_2 - расстояние от края плиты до точки подвеса лонжерона, $l_2=2,9 \dots 3,0$ м. Так как подъем рабочего органа осуществляется при подаче рабочей жидкости в штоковую полость (рис.11.2), то диаметр поршня определяется по формуле, см,

$$D = 0,11 \sqrt{\frac{T_2}{P_n \eta_{мех}} + d^2}, \quad (11.12)$$

в этом случае диаметр штока d предварительно нужно выразить через D , задавшись коэффициентом Ψ , по формуле (11.10).

В существующих конструкциях асфальтоукладчиков

ход штока гидроцилиндров системы "Стабилослой" равен 320 мм, скорость подъема – опускания – 4...7 мм/с и регулируется регуляторами потока жидкости.

Расчет гидроцилиндров управления боковинами бункера асфальтоукладчика производится из условия, что смесь в бункер выгружена неравномерно и на одну из боковин приходится треть силы тяжести смеси:

$$T_3 = \frac{G_0 b_1}{c_1} = 0,33 \frac{m_{см} g b_1}{c_1},$$

где $m_{см}$ – масса асфальтобетонной смеси в бункере, определяемая по формуле (3.1); b_1 и c_1 – плечи приложения сил (рис.11.3). Размеры бункера определены в разделе 4.2.

Рекомендуется ход штока этих цилиндров принимать равным 200 мм, скорость подъема – 13 мм/с.

Диаметр поршня определяется по формуле (11.8).

Расчеты штока на прочность и устойчивость проводятся по вышеприведенной методике.

Гидроцилиндры системы управления приводятся в действие одним гидронасосом. Учитывая, что одновременно гидроцилиндры разного назначения не работают, полезную мощность, по которой определяется мощность гидронасоса, следует посчитать для всех гидроцилиндров, и по максимальной выбрать насос.

Полезная мощность на штоке гидроцилиндра, кВт,

$$N = \frac{Tv}{1000\eta_{общ}},$$

где T – усилие на штоке гидроцилиндра, Н; v – скорость перемещения штока, м/с; $\eta_{общ}$ – общий КПД гидроцилиндра, для предварительных расчетов $\eta_{общ}=0,9$.

Так как скорость перемещения штоков v задана, можно рассчитать производительность насоса Q_n , л/мин:

- при подаче жидкости в бесштоковую полость

$$Q_n = \frac{1,5\pi v D^2}{\eta_{об}},$$

- при подаче жидкости в штоковую полость

$$Q_n = \frac{1,5\pi v (D^2 - d^2)}{\eta_{об}}.$$

При расчетах объемный КПД $\eta_{об}$ гидроцилиндров можно принимать равным единице.

По рассчитанным величинам мощности, расхода, а также величине номинального давления по табл. 11.1 и 11.2 выбирается гидронасос системы управления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ существующих в настоящее время в мире конструкций асфальтоукладчиков позволяет определить основные направления их развития:

- выпуск асфальтоукладчиков всех типов: прицепных, полуприцепных и самоходных, на гусеничном и пневмоколесном ходу, специализированных и универсальных, малогабаритных и широкозахватных;
- выпуск парных моделей на гусеничном и пневмоколесном ходу;
- применение раздвижных рабочих органов;
- применение гидрообъемного привода рабочих органов и механизма передвижения;
- повышение уплотняющей способности с целью отказа от использования комплекта (легкий, средний, тяжелый катки);
- универсализацию укладчиков с обеспечением укладки не только асфальтобетонной смеси, но и щебеночных и гравийных смесей, жестких цементобетонных смесей;
- создание на базе асфальтоукладчиков машин для регенерации дорожного асфальтобетона.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. М.: Машиностроение, 1978.
2. Артемьев К.А., Алексеева Т.В., Белокрылов В.Г. и др. Дорожные машины. Ч.II. Машины для устройства дорожных покрытий. М.: Машиностроение, 1982. 316 с.
3. Борисов С.М. Фрикционные муфты и тормоза строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1973. 169 с.
4. Варганов С.А., Марков П.И., Шереметьев Б.М. Машины для укладки и уплотнения асфальтобетонной смеси. М.: Высш. шк., 1979. 207 с.
5. Кабанов В.В., Кириллова Л.М. Устройство дорожных покрытий асфальтоукладчиками и бетоноукладочными комплексами. М.: Транспорт, 1990. 262 с.
6. Кабанов В.В., Скворцова Л.Б. Параметрический ряд асфальтоукладчиков для строительства автомобильных дорог // Создание и совершенствование дорожных машин: Научные труды ВНИИстройдормаша. 1985. вып. 102. С. 46-49.
7. Каверзин С.В. Гидропривод строительных и дорожных машин. Красноярск, 1975. 126 с.
8. Каптюшин Г.К., Баженов С.П. Конструкция, основы теории, расчет и испытание тракторов. М.: Агропромиздат, 1990. 511 с.
9. Кизряков А.Н., Кабанов В.В., Фруктов П.А. Определение параметров виброуплотняющих органов асфальтоукладчиков // Повышение эффективности ударных машин: Научные труды ВНИИстройдормаша. 1986. вып. 107. С. 63-68.
10. Иванченко С.Н., Шестопалов А.А. Взаимодействие выравнивающей плиты асфальтоукладчика с укладываемым материалом // Актуальные проблемы механизации дорожного строительства. Санкт-Петербург, 1992. С. 32-34.
11. Лещенко В.П., Скворцова Л.Б., Фонгауз Г.Г. Основные параметры и конструктивные особенности зарубежных асфальтоукладчиков: Обзор. М.: ЦНИИГЭстроймаш, 1971. 79 с.
12. Справочник конструктора дорожных машин / Под ред. И.П. Бородачева. М.: Машиностроение, 1973. 504 с.
13. Flom R.S. "Automatic Control of Asphalt Paver Mashines", Automotive Engineering Congress, Mich. Janary 9-13, 1967, 670087.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Назначение и область применения асфальтоукладчиков	4
2. Устройство и работа асфальтоукладчика	10
3. Расчет основных параметров машины	12
3.1. Расчет основных технологических параметров	12
3.2. Выбор грузоподъемности и необходимого количества автосамосвалов	13
4. Приемное устройство укладчика	15
4.1. Упорная балка	15
4.2. Бункер	17
4.3. Питатель	18
5. Распределители асфальтобетонной смеси	21
6. Рабочие органы	23
6.1. Трамбующий брус	25
6.2. Выглаживающая плита	27
7. Подвеска рабочих органов	31
8. Тяговый расчет	33
9. Расчет мощности двигателя	34
10. Расчет трансмиссии асфальтоукладчика	38
10.1. Расчет муфты сцепления	38
10.2. Расчет коробки передач	43
10.3. Расчет бортового планетарного редуктора	45
10.4. Расчет тормоза гусеничного ходового механизма	48
10.5. Расчет гидромуфты	51
11. Расчет гидравлической системы	53
11.1. Расчет гидросистемы привода трамбующего бруса	55
11.2. Расчет гидросистемы управления	58
Заключение	62

Список использованной литературы	63
--	----