

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

Коротких Сергей Алексеевич

Разработка траволатора в условиях терминала аэропорта мегаполиса

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»



ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: "Разработка траволатора в условиях терминала аэропорта
мегаполиса"

по специальности 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

 Коротких С.А.

Рецензент

Кандидат технических наук

 Кульгильдинов Б.М.

"14" 05 2022 г.

Научный руководитель

к.т.н., ассоц. проффесор

 Ахметова Ш.Д.

"16" мая 2022 г.

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
канд. техн. наук, ассоц. проф.


Бортебаев С.А.
“ 18 ” 01 2022 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся Коротких Сергею Алексеевичу

Тема: Разработка траволатора в условиях терминала аэропорта мегаполиса
Утверждена приказом Ректора Университета №489-П/Ө от "24" декабря 2021г.

Срок сдачи законченной работы

"16" мая 2022г.

Исходные данные к дипломной работе:

Краткое содержание дипломной работы:

а) общие сведения

б) расчет основных параметров

в) экономическая часть

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей): общий вид, патентный анализ, сборочные чертежи, детализовка.

Представлены 10 слайдов презентации работы

Рекомендуемая основная литература:

1. Кожушко Г. Г. Эскалаторы. Пассажирские конвейеры: учебное пособие / Г. Г. Кожушко. - Екатеринбург: Издательство АМБ, 2016. - 142 с.

2. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. - 3-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1983.—487 с.

3. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Иванченко Ф. К. и др. Киев, издательское объединение «Вища школа», Головное изд-во, 1978. 576 с.

ГРАФИК
подготовки дипломной работы

| Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов | Сроки представления научному руководителю | Примечание |
|---|--|------------|
| Общие сведения. Работа с литературой. | 10.02.2022 | |
| Основная часть. Выбор конструкции и расчет основных параметров траволатора. | 10.03.2022 | |
| Экономическая часть. Заключение. | 24.04.2022 | |

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу с указанием относящихся к ним разделов работы

| Наименования разделов | Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание) | Дата подписания | Подпись |
|--------------------------|--|--------------------|---|
| Основная часть | Ахметова Ш.Д. к.т.н., ассоц. профессор | 16.05. |  |
| Нормоконтролер | Камзанов Н.С. PhD, сениор-лектор | 16.05. |  |

Научный руководитель



Ахметова Ш.Д.

Задание принял к исполнению обучающийся



Коротких С.А.

Дата

"24" декабря 2021 г.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе представлен проект траволатора длиной 80 метров для терминала аэропорта города Шымкент. Приведены тяговый расчёт полотна, расчёт поручневой установки, реакции на опоры металлоконструкции, рассчитаны экономические показатели. Пояснительная записка состоит из 3 глав. Графическая часть изложена на 5 форматах А1: лист 1 - общий вид траволатора, лист 2 - патентный анализ, лист 3 - сборочный чертеж привода траволатора, лист 4 - сборочный чертеж натяжной станции, лист 5 - детализировка сборочного чертежа привода траволатора.

АНДАТПА

Бұл дипломдық жұмыста Шымкент қаласы әуежайының терминалына арналған ұзындығы 80 метр траволатор жобасы ұсынылған. Кенептің тартылу есебі, тұтқалы қондырғының есебі, металл конструкцияларының тіректеріне реакциялар келтірілген, экономикалық көрсеткіштер есептелген. Түсіндірме жазба 3 тараудан тұрады. Графикалық бөлім 5 А1 форматында көрсетілген: 1 - парақ - траволатордың жалпы көрінісі, 2-парақ-патенттік талдау, 3 - парақ - траволатор жетегінің құрастыру сызбасы, 4 - парақ-созылу станциясының құрастыру сызбасы, 5-парақ-траволатор жетегінің құрастыру сызбасы.

ANNOTATION

This thesis presents a project of a travolator with a length of 80 meters for the terminal of the airport of Shymkent. The traction calculation of the web, the calculation of the handrail installation, the reaction to the supports of the metal structure is given, economic indicators are calculated. The explanatory note consists of 3 chapters. The graphic part is presented in 5 A1 formats: sheet 1 - general view of the travolator, sheet 2 - patent analysis, sheet 3 - assembly drawing of the travolator drive, sheet 4 - assembly drawing of the tension station, sheet 5 - detailing of the assembly drawing of the travolator drive.

СОДЕРЖАНИЕ

| | | |
|-------|---|----|
| | Введение | 9 |
| 1 | Общие сведения..... | 10 |
| 1.1 | Историческая справка | 10 |
| 1.2 | Устройство и классификация траволатора | 11 |
| 1.3 | Анализ патентной литературы по конструкции платформы траволатора | 13 |
| 2 | Выбор конструкции платформы траволатора..... | 17 |
| 2.1.1 | Определение производительности траволатора | 17 |
| 2.1.2 | Выбор схемы платформы траволатора..... | 18 |
| 2.1.3 | Геометрические параметры трассы полотна | 19 |
| 2.1.4 | Тяговый расчёт полотна..... | 21 |
| 2.1.5 | Расчёт основных параметров тяговых звёздочек | 24 |
| 2.2 | Расчет поручневой установки..... | 25 |
| 2.2.1 | Назначение основных геометрических параметров | 25 |
| 2.2.2 | Тяговый расчёт поручневой установки..... | 26 |
| 2.2.3 | Определение натяжения тяговых цепей поручневой установки при работе с пассажирской нагрузкой | 27 |
| 2.2.4 | Реакции действующие на нижние опоры траволатора..... | 29 |
| 2.3 | Расчёт основных параметров главного привода траволатора..... | 30 |
| 2.4 | Выбор рабочего и дополнительного тормоза | 35 |
| 2.4.1 | Расчет параметров храпового колеса аварийного тормоза | 36 |
| 2.4.2 | Расчет пружины сжатия | 37 |
| 2.5 | Расчет главного вала | 37 |
| 2.6 | Выбор подшипников | 40 |
| 2.7 | Расчёт шпоночного соединения | 41 |
| 3 | Экономическая часть. Расчет технико-экономической эффективности использования траволатора | 44 |
| 3.1 | Расчет мощности оборудования траволатора | 44 |
| 3.2 | Расчет капитальных затрат автоматизированного электропривода траволатора | 45 |
| 3.3 | Расчет расходов на электроэнергию, ремонт оборудования и экономии автоматизированного электропривода траволатора..... | 46 |
| 3.4 | Расчет общей экономии | 47 |
| | Заключение | 49 |
| | Список использованной литературы..... | 50 |

ВВЕДЕНИЕ

Республика Казахстан развивается и становится сильнее с каждым годом. Казахстан как конкурентноспособное государство привлекает все больше и больше инвестиций. Для создания благоприятного климата инвестиций создаются новые грандиозные проекты.

В июне 2018 года был подписан указ о присвоении Шымкенту статуса города республиканского значения. Шымкент развивается по экономическим и культурным направлениям. Инфраструктура является важным фактором в обеспечении поставленных целей. Мегалополис развивает маршрутные сети и системы хабов, что делает инфраструктуру города благоприятной для развития международного и внутреннего туризма.

В Шымкенте строится большой современный аэропорт по всем международным стандартам. Терминал аэропорта увеличит пассажиропоток с 800 тысяч до 3,5 миллиона пассажиров в год. Общая площадь составляет 35 тысяч квадратных метров. Пропускная способность аэропорта 2 тысячи пассажиров в час. Одновременно могут обслуживаться 16 самолетов. Для прохождения этого пассажиропотока необходимо применять новые конструкции с повышенной пропускной способностью, ресурсом и безопасностью. В больших зданиях, особенно в терминалах аэропортов существует траволатор, который будет помогать систематизировать пассажирское движение внутри терминала аэропорта.

Траволатор – это движущаяся дорожка, которая помогает безопасно ускорить передвижение пассажиров и грузов, так как имеет плоскую поверхность. К наиболее важным особенностям траволатора можно отнести:

- высокая пропускная способность;
- экономичность в монтаже и эксплуатации;
- работа в круглосуточном режиме;
- транспортирование крупного и тяжелого багажа, инвалидных колясок, тележек для багажа и детских колясок.

1 Общие сведения

1.1 Историческая справка

Траволатор – это плоская движущаяся дорожка, которая перемещает пассажиров и их багаж. Траволатор имеет несколько названий – пассажирский конвейер, движущаяся дорожка и движущийся тротуар.

В 1893 году в Чикаго по проекту французского инженера Эжена Энара был построен электрический движущийся тротуар для Колумбийской выставки. Этот движущийся тротуар был предусмотрен для перевозки пассажиров, которые прибывали на пароходах. Движущаяся дорожка соединяла пирс и вход выставки.



Рисунок 1.1 - Движущийся тротуар на пирсе на Колумбийской выставке 1893 года в Чикаго

В 1900 году на специальной выставке в Париже была представлена собственная движущаяся дорожка, которая произвела впечатление. Она соединяла павильоны ярмарки между собой. Этим средством передвижения воспользовались тысячи людей. Движущийся тротуар состоял из трех платформ и вертикальных стоек с выступами наверху, с помощью которых можно было удерживаться при переходе с одной платформы на другую.

Движущиеся дорожки стали популярны не сразу, только спустя 50 лет после Парижской выставки. В 1950-х годах компания Goodyear спроектировала различные планы для использования движущихся тротуаров. Они должны были появиться на парковках стадионов и радикально изменить систему метро в Нью-Йорке. Более востребованными пассажирские конвейеры стали после того, как начали расширяться авиаперевозки и терминалы аэропортов. [1]

В СССР движущиеся дорожки появились благодаря научному институту машиностроения и Академии по коммунальному хозяйству. Сотрудничество этих двух компаний позволило создать первую технику.

В январе 1958 года в терминале аэропорта Даллас Лав Филд появились первые движущиеся тротуары. [2]

1.2 Устройство и классификация траволатора

Траволатор – это устройство, которое представляет собой медленно движущийся конвейер, который перемещает людей по горизонтальной или наклонной плоскости. Движущиеся дорожки обычно устанавливаются парами, по одной на каждое направление. Траволаторы, встречающиеся в аэропортах, предназначены для перемещения людей на большие расстояния между терминалами аэропорта.

Траволатор может находиться в горизонтальном или наклонном положении (10–12 градусов). Горизонтальный траволатор находится параллельно полу, по нему можно идти или перемещаться стоя, держась за поручень. Наклонный траволатор способен перемещать пассажиров с одного уровня на другой. Он устанавливается под небольшим уклоном поверхности и легко может перенести людей с их багажом на высоту до 10 метров.

Движущиеся дорожки имеют два основных типа по скорости движения. Первый тип движения - медленно-скоростной (стандартный тип). Скорость траволатора определяется потребностью в обеспечении безопасности при входе и выходе, что обычно ограничивает ее примерно до половины нормальной скорости ходьбы, или 0,67 м/с. Второй тип движения – скоростной. На входе и выходе высокоскоростной дорожки расположены 10-метровые зоны ускорения, которые состоят из металлических роликов. Также система роликов может замедлять движение людей после прохождения скоростной дорожки. [3]

Траволатор визуально состоит из: поручня, панели балюстрады, полотна траволатора, защитной панели (фартук) и щетки, входной площадки, гребенки.

Поручень – это лента, состоящая из слоев с внутрь загнутыми краями. Такая структура нужна для того, чтобы надежно зафиксировать поручень на участке, где силы натяжения пытаются сорвать с направляющей. Устройство поручня должно выполнять требования: стабильность в работе, длительный срок службы, высокий коэффициент трения между поручнем и ведущим блоком, низкий коэффициент трения между поручнем и направляющей, небольшие остаточные деформации при длительной работе в натянутом состоянии, презентабельный экстерьер.

Поручень производится из бельтинговой ткани высокого качества. Между собой слои технической ткани склеены. Мокрая вытяжка под нагрузкой позволяет в поручне снизить деформации. Толщина резины наружной стороны поручня не превышает 5 мм. В предложенной конструкции поручень выполнен в виде буквы «С», который состоит из небольшого количества однослойных

прокладок облицовочной резины. Нижняя прокладка, трущаяся по направляющей, оканчивается в месте стыка с облицовочной резиной.

Балюстрада – это облицовка, имеющая высокие показатели прочности и огнеупорности, которая отделяет рабочее полотно и поручни от металлоконструкций и механизмов траволатора. Для прохождения технического обслуживания балюстрада имеет несложную конструкцию, позволяющая легко производить разбор. Запрещается делать перепады плоскостей свыше 3 мм, которые располагаются между элементами балюстрады со стороны полотна. Исключено взаимное смещение стыков фартуков, а также перепады не должны превышать 0,5 мм.

Полотно траволатора – это рабочее звено подъемно-транспортного средства, с помощью которого осуществляется передвижение людей. Стальные платформы (паллета) скрепленные между собой под средством цепи образуют бесконечное полотно.

Щетка расположена с двух сторон защитной панели (фартук), которая не допускает захват одежды пассажиров между пластинами и панелью фартука. Входная площадка обеспечивает надежную опору ногам пассажиров. Гребенка помогает предохранять траволатор от нежелательного попадания мусора в пространства между ребрами пластин и дальнейшего повреждения привода и натяжного устройства. Гребенка позволяет защитить ноги и обувь людей от получения травмы.

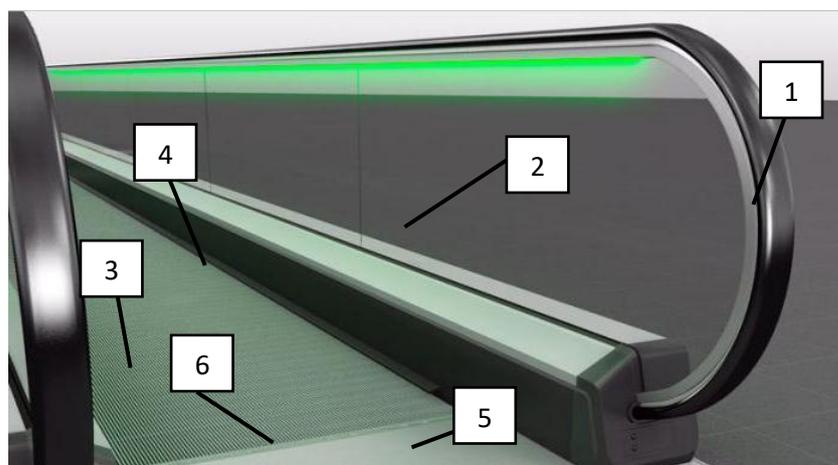


Рисунок 1.2 - Основные части траволатора: 1 – поручень, 2 – панель балюстрады, 3 – полотно траволатора, 4 – защитная панель (фартук) и щетка, 5 – входная площадка, 6 – гребенка

Рабочим органом выступает полотно из стали, которое состоит из ряда сцепленных вместе плоских металлических пластин. Большинство из них имеют металлическую поверхность, хотя некоторые модели имеют резиновую поверхность для лучшего сцепления. Также рабочим органом может выступать лента из резины.

Пластина или лента может двигаться как в горизонтальной плоскости, так и под небольшим уклоном не более 12 градусов на скорости в пределах от 0,5 до

0,8 м/с, исходя из этого следует о безопасности перемещения пассажиров. Траволатор способен перевозить людей безостановочно в многоэтажных зданиях, торгово-развлекательных центрах, терминалах аэропортов, вокзалах и других социальных объектах. Пассажирский конвейер может быть размещен как внутри, так и снаружи здания. Не требует технических перерывов и имеет возможность работать круглосуточно. Траволатор является пассажирским транспортом с превосходными энергосберегающими свойствами. Также движущаяся дорожка имеет эффективность, надежность и безопасность в рабочем процессе.

Траволатор благодаря своей конструкционной особенности, позволяет отметить следующие положительные характеристики:

- монтаж происходит очень просто, также может устанавливаться в многоуровневых зданиях;
- справляется с высоким потоком пассажиров, осуществляя намеченные функции непрерывно на протяжении всего трудового дня;
- способен даже в выключенном состоянии держать пропускную способность (при аварийных ситуациях не будет происходить затора – по движущемуся полотну пассажиры смогут своевременно и непрерывно эвакуироваться);
- по стоимости траволатор ниже, чем эскалатор, расходы на его приобретение, установку и техническое обслуживание дешевле. [4]

1.3 Анализ патентной литературы по конструкции платформы траволатора

Пассажирский конвейер и способ управления работой пассажирского конвейера

На рисунке 1.3 схематически представлен пример приводного устройства 40 поручня. В этом примере двигатель 44 включает двигатель с постоянным магнитом.

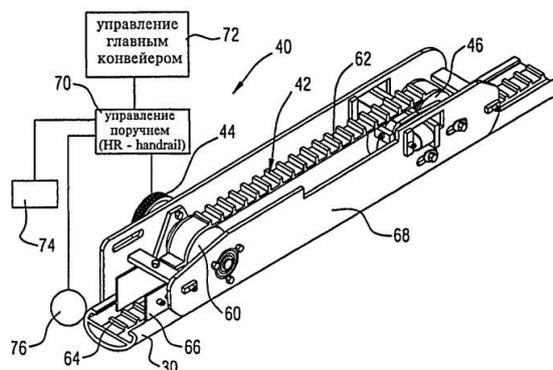


Рисунок 1.3 - Схема использования приводного устройства

Другим признаком двигателя с постоянным магнитом является возможность точного управления скоростью, с которой двигатель 44 вращает приводной элемент 42. Приводной элемент 42 в приведенном примере включает зубчатый ремень, обходящей по петле вокруг ролика 46 и ролика 60, который может считаться приводным шкивом, поскольку он приводится во вращение двигателем 44. Приводной элемент 42 с зубчатым ремнем имеет зубья 62, форма которых обеспечивает сцепление с зубьями 64 соответствующей формы на поручне 30. Направляющая опора 66 поддерживает соответствующие части поручня 30 в положении, обеспечивающем требуемое сцепление между зубьями 62 и 64. При вращении двигателем 44 ролика 60 происходит перемещение приводного элемента 42, вызывающее нужное движение поручня 30. Крепежная конструкция 68 обеспечивает установку устройства 40 в нужном положении на раме конвейера или ином основании. [5]

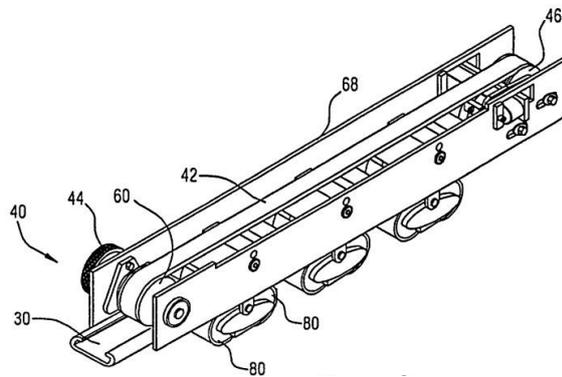


Рисунок 1.4 - Приводное устройство поручня

Приводное средство и цепной привод

Приводное средство содержит первое 1 и второе 2 колеса тягового органа, тяговый орган 3, первое 4 и второе 5 компенсационные колеса и коромысло 6.

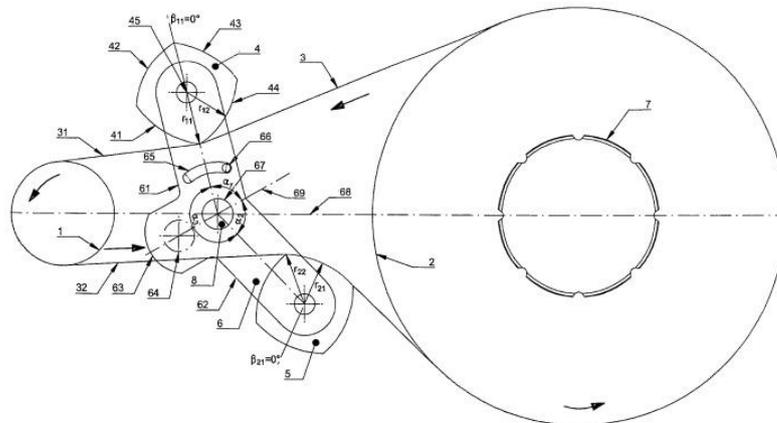


Рисунок 1.5 - Приводное средство в первом направлении движения тягового органа (обозначено стрелками)

Приводное средство для привода звездочки с компенсацией эффекта многоугольника содержит два колеса (1, 2), тяговый орган (3) с верхней ветвью (31) и нижней ветвью (32) и натяжное средство. Натяжное средство содержит первое некруглое компенсационное колесо (4) для контакта с верхней ветвью (31), второе некруглое компенсационное колесо (4) для контакта с нижней ветвью (32) и коромысло (6) для установки на нем с возможностью вращения первого и второго компенсационных колес (4, 5). Коромысло (6) установлено с возможностью поворота на неподвижной опоре. [6]

Цепной механизм перил траволатора

Системы траволатора, как правило, содержат перила, часто двое перил, которые движутся вместе с пластинами, образующими систему. Перила движутся по направляющей перил, которая прикреплена к балюстраде.

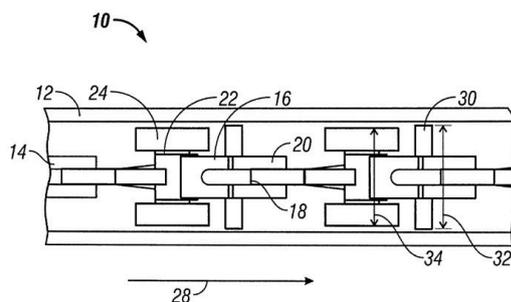


Рисунок 1.6 - Вариант реализации сборки перил

На рисунке 1.6 показан вид сверху сборки 10 перил для траволатора. Сборка 10 перил содержит направляющую 12 перил, выполненную из листового металла и т. п., и цепной механизм 14 перил, прикрепленный к направляющей 12 перил. Цепной механизм 14 образован из опор 16 скользящих подшипников, которые соединены посредством соединения переднего конца 18 одной опоры 16 скользящего подшипника с задним концом 20 соседней опоры 16 скользящего подшипника. Опора 16 поддерживает скользящий подшипник 22 и один или несколько роликовых элементов 24. Указанный один или несколько роликовых элементов 24 взаимодействуют с перилами 26 для уменьшения трения при движении перил 26 вдоль направляющей 12 в направлении 28 движения перил.

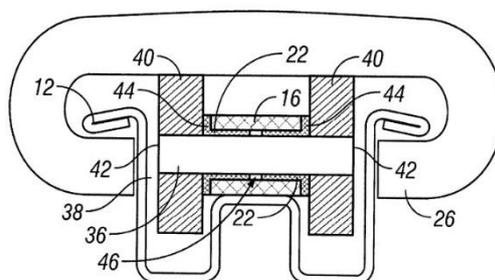


Рисунок 1.7 - Поперечное сечение варианта реализации сборки перил

Ссылаясь на рисунок 1.7 роликовый элемент 24 и скользящий подшипник 22. Как показано, два скользящих подшипника 22 расположены в опоре 16 скользящих подшипников. Вал 36 проходит через два скользящих подшипника 22 и выполнен так, чтобы обеспечивать трение скольжения между валом 36 и скользящими подшипниками 22 при повороте вала 36 вокруг оси 38 вала. Ролики 40 прикреплены к каждому концу 42 вала и вращаются вокруг оси 38 вала вместе с валом 36. Ролики 40 находятся в контакте с перилами 26 и обеспечивают уменьшение трения посредством вращения роликов 30 и вала 36 через скользящее действие вала 36 относительно скользящих подшипников 22. [7]

Приводное устройство траволатора, способ замены ведущего ремня ленты поручня траволатора и опорный элемент ленты поручня траволатора

Указанное приводное устройство содержит по меньшей мере электрический двигатель, который содержит центральный вал 3 и выполняет функцию приводного двигателя 2.

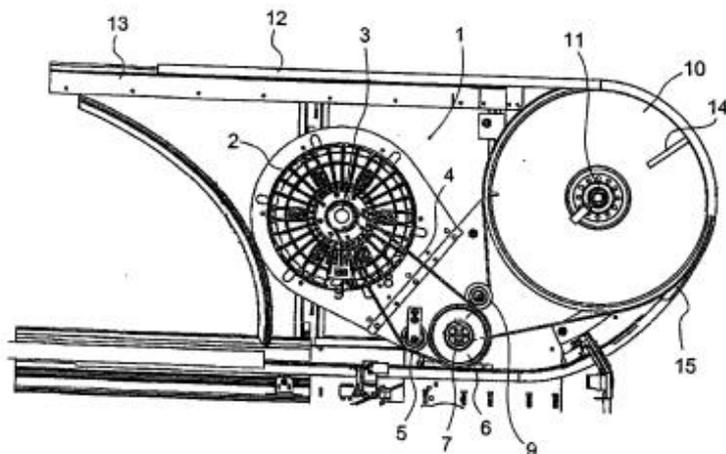


Рисунок 1.8 - Приводное устройство траволатора и лента его перил

Замкнутый ремень 4 натянут на ременное колесо на валу 3, затем он проходит через натяжное колесо 5 и передаточное колесо 6, огибая их. Указанный ремень выполнен в виде замкнутой петли, которой придано необходимое натяжение и которая огибает ременное колесо, установленное на валу 3, натяжное колесо 5 и передаточное колесо 6. При вращении вала 3 двигателя 2 колесо 6 также вращается посредством ремня 4. Передаточное колесо 6 установлено с возможностью перемещения панелей траволатора с использованием схемы передачи движения, подходящей для достижения указанной цели и не показанной на приведенных чертежах. [8]

2 Выбор конструкции платформы траволатора

2.1.1 Определение производительности траволатора

Платформа представляет из себя тележку особой конструкции с четырьмя бегунками. Основные бегунки помещаются на оси, соединяющие ступень и тяговые цепи, а другие бегунки называются вспомогательными.

Важнейшие требования для конструкции платформы: удобство в изготовлении; практичность монтажа и технического обслуживания; устойчивость и плавность движения под нагрузкой.

Главные геометрические параметры платформы: шаг платформы; ширина и глубина настила; расстояние между плоскостями настилов прилегающих платформ на участке трассы полотна под уклоном; продольная база между бегунками; колея между основными бегунками.

Выбор глубины настила непосредственно связан с выбором шага. Глубина настила равна разности шага и зазора между платформами. Зазор обычно равен значению в промежутке от 5 до 7 мм. От количества пассажиров, размещаемых на платформе, зависит ширина настила. Ширину обычно принимают равной 900 мм или 1000 мм. От угла наклона и шага зависит подступ платформы. У большого числа траволаторов база платформы имеет значения в пределах 280–500 мм. От размещения бегунков относительно каркаса ступеней, тяговой цепи и ширины настила зависит размер колеи основных бегунков.

Платформа траволатора состоит из следующих основных элементов: каркас, бегунки, настил.

Основным элементом конструкции является каркас платформы. Каркас – это металлоконструкция, которая состоит из двух боковин-кронштейнов, соединенных продольными связями листового и углового профиля. Верхняя часть каркаса покрыта настилом, на котором соответственно находятся пассажиры. На основные и вспомогательные бегунки каркас опирается осями.

Высокие требования точности, предъявляемые к изготовлению каркаса и преимущественно к местам соединения его с другими деталями определяется потребностью обеспечения взаимозаменяемости ступеней и их отдельных деталей.

По способу изготовления каркасы бывают с литыми, сварными и штампованными кронштейнами. Для избежание недостатков каркаса со сварными кронштейнами применяются литые кронштейны и соединение деталей с помощью заклепок. Клепки менее применяются в труднодоступных местах и имеют невысокую надежность при соединении тонких листов. Каркас со штампованными кронштейнами во многом совпадает с каркасом с литыми кронштейнами. Достоинствами этой платформы является высокая надежность при наименьшем весе. В данной платформе применяются штампованные кронштейны.

При невысоких оборотах от 80 до 140 оборотов минуту работают бегунки платформ, но по нагрузке работа является напряженной. Прежде всего это относится к основным бегункам, нагрузка на которые может достигать до 800 кг.

Материал обода и конструкция подшипников являются главными элементами, которые определяют длительность эксплуатации бегунков. Для ободов бегунков применяют материалы из пластмассы, резины и прессованной ткани.

Применяются основные и вспомогательные бегунки с ободом из пластмассового материала, которые имеют незначительный вес при высокой прочности и небольшой цене. Работа бегунков из пластмасс сопровождается значительным шумом и повышенным износом направляющих, что является основным недостатком.

Форма обода – это важный фактор в обеспечении нормальной работы бегунков из пластмасс. На бегунок действуют нормальные нагрузки, а также осевые касательные нагрузки, которые способствуют опрокидыванию бегунка относительно одной из его кромок. Влияние опасного бокового смещения полотна при выпуклой форме обода значительно уменьшается. Также благодаря выпуклой форме обода бегунка меньше влияет износ и неточность монтажа направляющих.

Для безопасного схода людей с пассажирского конвейера требуется настил. С помощью устройства входных площадок особых съемных гребенок с клиновидными зубьями достигается безопасность пассажиров при сходе с траволатора. Во впадинах между рейками настила утоплены концы зубьев так, чтобы при проходе ступени под гребенкой зубья последней начинают выступать над поверхностью реек настила, и снимают с него ногу пассажира.

В данном устройстве применяется настил из алюминиевого сплава. Алюминиевый настил позволяет обеспечить безопасность при сходе пассажира с траволатора. Помимо этого, настил из алюминиевого сплава имеет ряд отличных качеств: малый вес, высокая износостойкость, легко поддается очистке, красивый внешний вид. [9]

2.1.2 Выбор схемы платформы траволатора

В конструкции используются платформы с установкой основных бегунков на сквозной оси и с установкой вспомогательных бегунков на выносных кронштейнах (длиннобазовая модель). Между каркасом и основным бегунком размещается тяговая цепь.

Главные преимущества данной конструкции: снижение общего веса, в результате установки бегунков на сквозной оси каркас освобождается от изгибающих моментов и может быть простым и легким; удобство платформы со сквозной осью при эксплуатации, демонтаж и монтаж платформы можно совершать на большинстве участках трассы, а установка и съем делаются менее трудозатратными; обеспечение соосности основных бегунков является важным

достоинством платформы со сквозной осью, что вносит большое значение для верной работы полотна; высокая устойчивость под нагрузкой и более плавный ход, благодаря платформе с размещенными на ней вспомогательными бегунками на выносных кронштейнах; простота в наблюдении и замене основных бегунков из-за удобного расположения тяговой цепи между каркасом и основным бегунком.

Производительность траволатора, чел./час, определяется по формуле (2.1):

$$Q = \frac{2 \cdot K \cdot B \cdot V \cdot 3600}{0,4}, \quad (2.1)$$

где B – ширина траволатора, м;

V – скорость траволатора, м/с;

K – коэффициент загрузки, учитывающий влияние ряда факторов: посадочной скорости пассажиров на траволатор и движения людей по нему, устройств, способствующих или затрудняющих вход на траволатор, влияние величины скорости полотна, влияние ширины ступени на заполнение траволатора и т.д.; может иметь значения от 0,5 до 0,9);

Значение 0,4 в знаменателе – это площадь подножки на одного человека, м².

$$Q = \frac{2 \cdot 0,58 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 3600}{0,4} = 5220 \text{ чел./час.}$$

Расчет полотна траволатора

Основные требования, которые предъявляются к полотну траволатора:

- ступени полотна рабочей ветви должны образовывать ровную поверхность профиля на протяжении всего хода;
- настил должен сохранять горизонтальное положение при передвижении пластин по всей рабочей ветви;
- зазор между передней и задней пластинами во время движения рабочей ветви должен оставаться малым и неизменным, чтобы обувь пассажиров не защемлялась.

2.1.3 Геометрические параметры трассы полотна

На участке трассы между точками 7–8 происходит транспортировка пассажиров. Участки трассы между точками 6–7 и 8–9, которые находятся в горизонтальном положении, необходимы для размещения необходимых механизмов. На участке трассы между точками 9–0 по тяговым звездочкам главного вала движутся ступени полотна и переходят с верхней ветви на нижнюю ветвь направляющих. На участке трассы между точками 5–6 по натяжным звездочкам движутся ступени полотна и переходят с нижней ветви

направляющих на верхнюю. На участке трассы между точками 0–5 расположена нижняя ветвь, которая служит для реверсирования пластин. На криволинейных участках трассы между точками 3–4 и 1–2 происходит плавный переход пластин с одного уровня на другой.

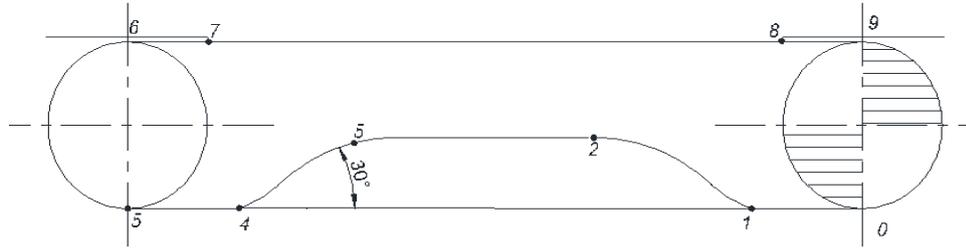


Рисунок 2.1 – Схема трассы для полотна траволатора

Определение основных геометрических параметров

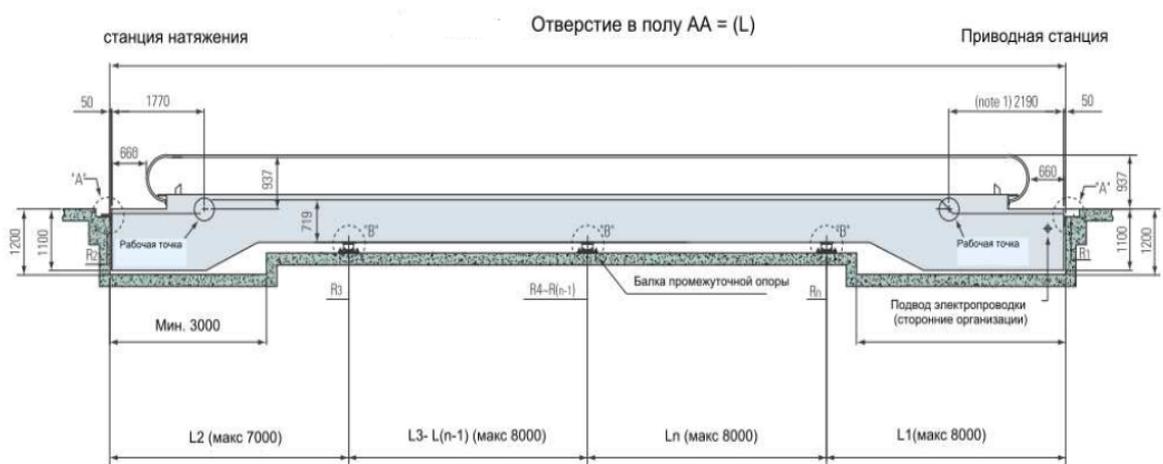


Рисунок 2.2 – Основные геометрические параметры траволатора

$$AA = L_{\text{общ}} - \text{полная длина траволатора,}$$

$$L_{\text{общ}} = L_{\text{пос}} + L_{\text{выс}} + L_{\text{пол}},$$

$$80000 = 2190 + 1770 + L_{\text{пол}},$$

$$L_{\text{пол}} = 76040 \text{ мм.}$$

Назначение диаметра натяжной звёздочки

Диаметр натяжной звёздочки является функцией от числа зубьев, которое, согласно выработанным практикой данным, колеблется в пределах 24–40. В данном случае принимаем $D_{\text{нат.зв}} = 1,7 \text{ м}$, $z = 40$.

Определение распределенной массы полотна и распределённой массы пассажиров

При определении расчетной нагрузки масса одного пассажира в соответствии с Правилами Госгортехнадзора принимается равной 96 кг. Следовательно, распределённая масса пассажиров вычисляется по формуле (2.2)

$$q_{\text{пас}} = \frac{K \cdot m}{0,4}, \quad (2.2)$$

$$q_{\text{пас}} = \frac{0,5 \cdot 96}{0,4} = 120 \text{ кг/м.}$$

Распределенную массу ходовой части (ступени и цепи) принимают по аналогии с выполненными конструкциями или рассчитывают. Ориентировочно для пассажирского конвейера она составляет 200...275 кг/м. Примем $q_{\text{пол}} = 250 \text{ кг/м.}$ [10]

2.1.4 Тяговый расчёт полотна

Нахождение коэффициентов потерь на различных участках трассы полотна траволатора

Трасса полотна состоит из двух групп участков, на протяжении которых рабочее полотно работает в относительно постоянных условиях.

Первая группа – это прямолинейные участки (наклонные и горизонтальные), на которых элементы полотна работают в условиях, различающихся между собой только величиной погонной нагрузки.

Вторая группа – это участки трассы, на которых полотно движется по тяговым или натяжным звездочкам. Условия работы участков по величине натяжения цепей и по углу перегиба последних в момент набегания или сбегания со звёздочек.

Для этих групп участков трассы можно определить коэффициенты потерь, которые соответствуют определенным условиям работы.

Все коэффициенты потерь на различных участках трассы представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Определение коэффициентов потерь при расчёте движущегося полотна

| | |
|---|--------------------------|
| 1. Коэффициент трения скольжения бегунков с пластмассовым ободом по направляющей | $\mu_H = 0,22$ |
| 2. Плечо сил трения, возникающих между торцом бегунка и ребордой. Назначается в зависимости от формы обода бегунка (в | $\rho = 0,65 \text{ см}$ |

| | |
|---|-----------------------|
| данном случае коническая) и положения рабочей плоскости реборды. | |
| 3. Коэффициент, учитывающий изменение ρ в связи с деформацией обода под влиянием осевого усилия, возникающего при боковом смещении полотна. Назначается в зависимости от формы обода бегунка (в данном случае бегунки с пластмассовым ободом). | $\lambda = 0,6$ |
| 4. Угол перекоса оси бегунка от теоретически правильного. | $\gamma = 0,0087$ |
| 5. Коэффициент трения в подшипниках качения, приведённый к диаметру шейки оси. Назначается в зависимости от типа устанавливаемых подшипников и наличия осевых сил. | $M_{o.n.} = 0,0015$ |
| 6. Коэффициент трения качения пластмассовых бегунков по направляющим. | $f = 0,06 \text{ см}$ |
| 7. Коэффициент, учитывающий потери на звездочках | $C_{зв.} = 1,02$ |

Коэффициент, учитывающий вредные сопротивления определяется по формуле (2.3)

$$C_0 = \frac{\mu_{o.n.} \cdot d_B + 2 \cdot (f + \lambda \cdot \mu_H^2 \cdot \rho)}{D_{бер}} + \lambda \cdot \mu_H \cdot \gamma, \quad (2.3)$$

$$C_0 = \frac{0,0015 \cdot 3,5 + 2 \cdot (0,06 + 0,6 \cdot 0,22^2 \cdot 0,65)}{18} + 0,6 \cdot 0,22 \cdot 0,0087 = 0,012.$$

Определение натяжения тяговых цепей полотна при работе без пассажирской нагрузки

Принимаем предварительное натяжение тягового органа

$S_{min} = S_0 = 3000 \text{ Н}$, после чего нужно определить натяжения тяговых цепей полотна на всех участках путём последовательного обхода трассы.

$$S_1 = S_0 + C_0 \cdot l_{0-1} \cdot q_{пол} \cdot g, \quad (2.4)$$

$$S_1 = 3000 + 0,012 \cdot 2 \cdot 250 \cdot 9,81 = 3058,86 \text{ Н.}$$

$$S_2 = C_R \cdot S_1 + \frac{C_R + 1}{2} \cdot q_{пол} \cdot R_{ниж} \cdot (1 - \cos \alpha) \cdot g, \quad (2.5)$$

$$S_2 = 1,015 \cdot 3058,86 + \frac{1,015 + 1}{2} \cdot 250 \cdot 6 \cdot (1 - 0,86) \cdot 9,81 = 5180,29 \text{ Н.}$$

$$S_3 = C_K \cdot S_2 - \frac{C_K + 1}{2} \cdot q_{пол} \cdot R_{ниж} \cdot (1 - \cos \alpha) \cdot g, \quad (2.6)$$

$$S_3 = 1,015 \cdot 5180,29 - \frac{1,015 + 1}{2} \cdot 250 \cdot 5 \cdot (1 - 0,86) \cdot 9,81 = 3043,39 \text{ Н.}$$

$$S_4 = S_3 + C_0 \cdot l_{3-4} \cdot q_{\text{пол}} \cdot g, \quad (2.7)$$

$$S_4 = 3043,39 + 0,012 \cdot 1 \cdot 250 \cdot 9,81 = 3072,82 \text{ Н.}$$

$$S_5 = S_4 + C_0 \cdot l_{4-5} \cdot q_{\text{пол}} \cdot g, \quad (2.8)$$

$$S_5 = 3072,82 + 0,012 \cdot 2 \cdot 250 \cdot 9,81 = 3131,68 \text{ Н.}$$

$$S_6 = S_5 \cdot C_{\text{зв}} + \frac{C_{\text{зв}}+1}{2} \cdot q_{\text{пол}} \cdot D_{\text{зв}} \cdot g, \quad (2.9)$$

$$S_6 = 3131,68 \cdot 1,02 + \frac{1,02+1}{2} \cdot 250 \cdot 1,85 \cdot 9,81 = 7776,84 \text{ Н.}$$

Определение натяжения тяговых цепей полотна под пассажирской нагрузкой:

$$S_7 = S_6 + C_0 \cdot (q_{\text{пас}} + q_{\text{пол}}) \cdot g \cdot l_{6-7}, \quad (2.10)$$

$$S_7 = 7776,84 + 0,012 \cdot (120 + 250) \cdot 9,81 \cdot 1 = 7820,39 \text{ Н.}$$

$$S_8 = S_7 + C_0 \cdot (q_{\text{пас}} + q_{\text{пол}}) \cdot g \cdot l_{7-8}, \quad (2.11)$$

$$S_8 = 7820,39 + 0,012 \cdot (120 + 250) \cdot 9,81 \cdot 73 = 11000,00 \text{ Н.}$$

$$S_9 = S_8 + C_0 \cdot q_{\text{пол}} \cdot g \cdot l_{8-9}, \quad (2.12)$$

$$S_9 = 11000,00 + 0,012 \cdot 250 \cdot 9,81 \cdot 1 = 11029,43 \text{ Н.}$$

Определение тягового усилия на приводных звездочках:

$$W_0 = (S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}) + (S_{\text{нб}} S_{\text{сб}})(k_1 - 1) = S_9 - S_0 + (S_9 + S_0)(1,08 - 1), \quad (2.13)$$

$$W_0 = 11029,43 - 3000 + (11029,43 + 3000)(1,08 - 1) = 9151,78 \text{ Н.}$$

Определение динамической составляющей натяжения тяговых цепей и выбор цепи полотна

Динамическое усилие, возникающее в ветви от неравномерности скорости движения цепей, определяется по формуле (2.14):

$$S_{\text{дин}} = 6 \cdot \frac{\left(\frac{\pi \cdot V}{z}\right)^2}{t_{\text{ц}}} \cdot \frac{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{пас}}}{g}, \quad (2.14)$$

$$Q_{\text{пол}} = q_{\text{пол}} \cdot L_{\text{раб}} \cdot g, \quad (2.15)$$

$$Q_{\text{пол}} = 250 \cdot 86 \cdot 9,81 = 210915 \text{ Н.}$$

$$Q_{\text{пас}} = q_{\text{пас}} \cdot L_{\text{раб}} \cdot g, \quad (2.16)$$

$$Q_{\text{пас}} = 120 \cdot 86 \cdot 9,81 = 101239,2 \text{ Н.}$$

$$S_{\text{дин}} = 6 \cdot \frac{\left(\frac{3,14 \cdot 0,5}{29}\right)^2}{0,4} \cdot \frac{101239,2 + 210915}{9,81} = 1393,716 \text{ Н.}$$

$$S_{\text{max}} = S_{\text{наб}} + S_{\text{дин}}, \quad (2.17)$$

$$S_{\text{max}} = 11595,67 + 1393,716 = 12989,38 \text{ Н.}$$

Определим величину разрушающей нагрузки, которая должна быть не менее семикратной величины максимальной действующей нагрузки:

$$S_{\text{раз}} \geq 7 \cdot S_{\text{max}}, \quad (2.18)$$

$$S_{\text{раз}} \geq 7 \cdot 12989,38 = 90925,75 = 90,92 \text{ кН.}$$

После этого выбирается тяговая пластинчатая, втулочно-роликовая цепь М112 по ГОСТ 558–81 со следующими параметрами:

шаг цепи $t_{\text{ц}} = 200$ мм,

разрушающая нагрузка $P_{\text{раз}} = 112$ кН,

распределённая масса $q_{\text{ц}} = 4,75$ кг/м,

диаметр втулки $d_{\text{вт}} = 18$ мм,

диаметр ролика $d_{\text{р}} = 50$ мм,

диаметр валика $d_{\text{в}} = 12$ мм.

2.1.5 Расчёт основных параметров тяговых звёздочек

Тяговые цепи приводятся в движение приводом через приводные звёздочки, насаженные на главный приводной вал. Натяжение цепей обеспечивают натяжные устройства с натяжными звёздочками.

Таблица 2.2 – Определение параметров звёздочек

| Название | Формула | $z_1 = 29$ |
|----------|---------|------------|
|----------|---------|------------|

| | | |
|-----------------------------|---|---------------------|
| Делительный диаметр | $d_D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$ | 1850 мм |
| Диаметр окружности выступов | $D_e = P \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right)\right)$ | 1958 мм |
| Диаметр окружности впадин | $D_i = d_D - 2 \cdot r$ | 1742 мм |
| Диаметр проточки | $D_p = P \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right) - 1,3 \cdot h$ | 1670 мм |
| Ширина зуба | $b = 0,93 \cdot B_{BH} - 0,15$ | 70 мм |
| Толщина обода | $\delta = 1,5(D_e - d_D)$ | 100 мм |
| Толщина диска | $C = (1,2 \dots 1,3) \cdot \delta$ | (100...120,9) мм |
| Радиус зуба | $r = 0,5025 \cdot d + 0,05$ | 45 мм |
| Радиус закругления зуба | $R = 1,7 \cdot d$ | 135 мм |

2.2 Расчет поручневой установки

2.2.1 Назначение основных геометрических параметров

Общие сведения и назначение поручневой установки.

Для пассажиров на рабочем полотне траволатора предусмотрены поручни, которые служат опорой в периоды входа и схода с него.

Поручневая установка состоит из двух замкнутых лент специального профиля, движущихся по обеим сторонам полотна на определенном расстоянии так, чтобы пассажиры могли легко опираться руками на верхнюю ветвь любого из поручней. Скорость движения поручня и скорость движения полотна должны совпадать. Полностью синхронизировать эти скорости невозможно, поэтому существует регламентированное отклонение до 3%.

Каждая из двух замкнутых лент поручней получает движение от самостоятельного ведущего блока, приводимого от главного вала через систему цепных передач.

Для того, чтобы обеспечивать натяжение поручня, не изменяя расстояния между верхним и нижним концевыми блоками, замкнутая лента поручня, по мимо основной петли, образующейся в результате огибания поручнем концевых блоков, делает вторую, вспомогательную петлю меньшего размера, получающуюся путём огибания поручня вокруг неподвижного и подвижного блоков натяжного устройства. Чтобы образовать дополнительную петлю, участок поручня выводится из плоскости ведущего блока. В связи с этим подвижной натяжной блок выполняется наклонным.

Огибной блок натяжной станции устанавливается в одной плоскости с ведущим блоком. Переход отклонённой наклонным блоком нижней ветви

поручня в плоскость огибного блока происходит постепенно на протяжении всей трассы нижней ветви поручня между этими блоками с весьма незначительным углом отклонения от продольной оси траволатора и поэтому безвреден.

Поручень представляет собой многослойную ленту с загнутыми внутрь краями. Такая конфигурация вызвана необходимостью надёжной фиксации поручня на направляющих, в особенности на нижнем криволинейном участке, где равнодействующая усилий натяжения поручня стремится сорвать его с направляющей.

Конструкция и материал поручня должны обеспечивать: достаточную прочность, износоустойчивость, низкий коэффициент трения между поручнем и направляющей, высокий коэффициент трения между поручнем и ведущим блоком, небольшие остаточные деформации при длительной работе в натянутом состоянии, презентабельный внешний вид. Поручень изготавливается из высококачественной полотняной ткани. Отдельные слои белтинга склеены между собой. Чтобы уменьшить остаточные деформации поручня, прокладки до склейки подвергаются мокрой вытяжке под нагрузкой. С лицевой стороны поручень покрыт слоем цветной резины толщиной 3–4 мм.

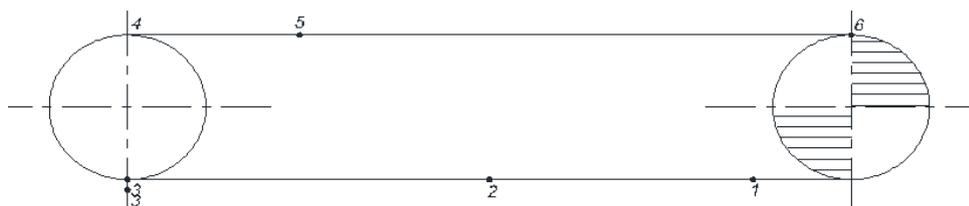


Рисунок 2.3 - Схема трассы поручневой установки

В данной конструкции применяются С-образный поручень, который состоит из нескольких прокладок ткани одного слоя облицовочной резины. Нижняя, трущаяся по направляющей, прокладка заканчивается в месте стыка с облицовочной резины.

Примем:

диаметры ведущего и нижнего огибного блоков $D_1 = D_3 = 800$ мм;

диаметры отклоняющих блоков $D_4 = D_5 = D_6 = 600$ мм;

диаметры поддерживающих роликов $D_2 = 100$ мм;

длины горизонтальных участков $l_{2-3} = 43$ м, $l_{4-5} = 2$ м, $l_{5-6} = 84$ м;

скорость движения поручня $V = 0,5$ м/с;

материал направляющих – сталь Ст20.

2.2.2 Тяговый расчёт поручневой установки

Определяем коэффициенты потерь на различных участках трассы поручневой установки.

Все расчётные коэффициенты, необходимые для тягового расчёта поручневой установки, сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 - Определение коэффициентов потерь при расчёте поручневой установки

| Обозначение расчетного коэффициента | Характеристика расчетного коэффициента | Дополнительные данные, характеризующие работу поручня | Значение коэффициента |
|-------------------------------------|--|--|-----------------------|
| K | Показатель сцепляемости поручня с блоком | Блок с обрешеченным цилиндрическим ободом | 6,8 |
| μ_H | Коэффициент трения скольжения поручня по направляющим из стали | Для поручня с проклеенными внутренними прокладками | 0,27 |
| $\Psi_{пор}$ | Коэффициент потерь в поручне при огибании блоков | Для блоков диаметров 600–650 мм с цилиндрическим ободом | 0,011 |
| $\Psi_{пор}$ | Коэффициент потерь при огибании роликов на угол не ≤ 100 | Для роликов диаметром 80–100 мм | 0,15 |
| $\Psi_{бл}$ | Коэффициент потерь в блоках | Для блоков диаметров 600–850 мм при любой радиальной нагрузке | 0,002 |
| $\Psi_{рол}$ | Коэффициент потерь в роликах | Для роликов диаметром 80–1600 мм при любой радиальной нагрузке | 0,025 |
| $q_{пор}$ | Вес 1 пог. м. поручня в кг | – | 2,5 |
| $q_{пасс}$ | Пассажирская нагрузка полотна на 1 пог. м. поручня в кг | – | 4,2 |
| $K_{закл}$ | Коэффициент заклинивания поручней на направляющих | – | 1,2 |
| $K_{зап}$ | Коэффициент запаса | – | 1,3 |

2.2.3 Определение натяжения тяговых цепей поручневой установки при работе с пассажирской нагрузкой

$$S_0 = 1000 \text{ Н.}$$

$$S_1 = S_2 = S_3 = 1000 \text{ Н.}$$

$$S_3 = S_2 + q_{пор} \cdot L_{2-3} \cdot \psi_{рол} \cdot g, \quad (2.19)$$

$$S_3 = 1000 + 2,5 \cdot 43 \cdot 0,025 \cdot 9,81 = 1026 \text{ Н.}$$

$$S_4 = S_3 \cdot (1 + \psi_{\text{бл}} + \psi_{\text{пор}}) + q_{\text{пор}} \cdot D_3 \cdot g, \quad (2.20)$$

$$S_4 = 1026 \cdot (1 + 0,002 + 0,025) + 2,5 \cdot 0,8 \cdot 9,81 = 1042 \text{ Н.}$$

$$S_5 = S_4 + (q_{\text{пор}} + q_{\text{пас}}) \cdot l_{4-5} \cdot g \cdot \mu_H, \quad (2.21)$$

$$S_5 = 1042 + (2,5 + 4,2) \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 0,27 = 1077,49 \text{ Н.}$$

$$S_6 = (S_5 + (q_{\text{пор}} + q_{\text{пас}}) \cdot l_{5-6} \cdot \mu_H \cdot g) \cdot K_{\text{закл}}, \quad (2.22)$$

$$S_6 = (1077,49 + (2,5 + 4,2) \cdot 84 \cdot 0,27 \cdot 9,81) \cdot 1,2 = 3081,814 \text{ Н}$$

Определим окружное усилие на ведущем блоке по формуле (2.23):

$$P_{\text{окр}} = S_6 - S_0, \quad (2.23)$$

$$P_{\text{окр}} = 3081,814 - 1000 = 2081,814 \text{ Н.}$$

Определим крутящий момент на ведущем блоке по формуле (2.24):

$$M_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{окр}} \cdot D_{\text{бл}}}{2}, \quad (2.24)$$

$$M_{\text{кр}} = \frac{2081,814 \cdot 0,8}{2} = 832,72 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Энергия необходимая для приведения поручня в движение по формуле (2.25):

$$N_{\text{пор}} = \frac{V \cdot P_{\text{окр}}}{1000}, \quad (2.25)$$

$$N_{\text{пор}} = \frac{2081,814 \cdot 0,5}{1000} = 1,04 \text{ кВт.}$$

Соотношение между натяжением в набегающей и сбегающей ветвях по формуле (2.26):

$$k_{\text{пор}} = \frac{S_6}{S_0}, \quad (2.26)$$

$$k_{\text{пор}} = \frac{3081,814}{1000} = 3,081.$$

Запас сцепляемости по формуле (2.27):

$$k_{з.с.} = \frac{k}{k_{пор}}, \quad (2.27)$$

$$k_{з.с.} = \frac{6,2}{3,081} = 2,207 > 1,3,$$

где k – показатель сцепляемости для поручня и блока данной конструкции. Определим запас прочности в поручне по формуле (2.28):

$$n = \frac{P_{раз}}{S_6}, \quad (2.28)$$

$$n = \frac{14572,69}{3081,814} = 4,72.$$

$$P_{раз} \geq 7 \cdot P_{окр} = 7 \cdot 2081,814 = 14572,69 \text{ Н}. \quad (2.29)$$

Таким образом, при работе на подъём данная поручневая установка обеспечивает все предъявляемые к ней технические требования.

Выбор тяговой цепи для привода поручневой установки

Подберём тяговую цепь для привода поручневой установки. Для поручневых установок применяются обычные пластинчатые втулочно-роликовые цепи.

Наибольшее окружное усилие на ведущем блоке по формуле (2.30):

$$P_{окр} = S_6 - S_0 = 3081,814 - 1000 = 2081,814 \text{ Н} \quad (2.30)$$

При коэффициенте запаса прочности в цепи $n = 7$ получаем:

$$P_{раз} \geq 7 \cdot P_{окр} = 7 \cdot 2081,814 = 14572,69 \text{ Н} \quad (2.31)$$

Выбираем стандартную тяговую цепь ПР-12,7-18000 со следующими параметрами:

шаг цепи $t = 12,7$ мм,

диаметр ролика $d_1 = 7,75$ мм,

расстояние между внутренними плоскостями пластин $b_3 = 8,51$ мм,

ширина пластины $h = 11,8$ мм,

разрушающая нагрузка $N_{раз} = 18,2$ Н.

2.2.4 Реакции действующие на нижние опоры траволатора

$$R_1 = 420 \cdot L_1 + 1700, \quad (2.32)$$

$$R_1 = 420 \cdot 8000 + 1700 = 3361700 \text{ Н} = 3361,7 \text{ кН.}$$

$$R_2 = 420 \cdot L_2 + 700, \quad (2.33)$$

$$R_2 = 420 \cdot 7000 + 700 = 2940700 = 2940,7 \text{ кН.}$$

$$R_n = 350 \cdot (L_{n-1} + L_n), \quad (2.34)$$

$$R_3 = 350 \cdot (L_2 + L_3), \quad (2.35)$$

$$R_3 = 350 \cdot (7000 + 7500) = 5075000 \text{ Н} = 5075 \text{ кН.}$$

$$R_4 = 340 \cdot (L_3 + L_4), \quad (2.36)$$

$$R_4 = 340 \cdot (7500 + 7500) = 5100000 = 5100 \text{ кН.}$$

$$L_3 = L_5 = L_6 = L_7 = L_8 = L_9 = L_{10}. \quad (2.37)$$

$$R_5 = R_6 = R_7 = R_8 = R_9 = R_{10}. \quad (2.38)$$

2.3 Расчёт основных параметров главного привода траволатора

К приводу траволатора предъявляются следующие основные требования:

- высокая прочность всех элементов, гарантирующая полную эксплуатационную надёжность при возможных кратковременных перегрузках.
- повышенная износостойчивость деталей, обеспечивающая многочасовую ежедневную работу машины в течение ряда лет.
- удобство монтажа, демонтажа и обслуживания при предельной компактности механизмов (из-за стеснённых габаритов машинных помещений).

В данной конструкции используется привод, состоящий из электродвигателя, эластичной муфты с тормозами и двух цилиндрических редукторов – двухступенчатого и одноступенчатого, соединённых зубчатой муфтой. Соединение одноступенчатого редуктора с главным валом осуществляется также зубчатой муфтой. Все механизмы привода смонтированы на массивной плите, состоящей из нескольких отдельных частей, скреплённых болтами.

Главный вал в сборе при такой схеме имеет наименьший вес и более удобен в монтаже. Однако вследствие наличия в конструкции данного привода фундаментальной плиты, а также из-за размещения зубчатых передач в массивных корпусах, его вес в сборе значительно больше по сравнению с другими конструкциями.

Наличие цилиндрических редукторов вместо червячных способствует увеличению КПД привода, а также уменьшению уровня шума. [11]

Главный привод траволатора

Выбор электродвигателя и редуктора главного привода траволатора

Определим полный крутящий момент, приведенный к главному валу:

$$M_{\Sigma} = M_{\text{пор}}^{\Sigma} + M_{\text{пол}}, \quad (2.39)$$

где $M_{\text{пор}}^{\Sigma}$ - приведённый крутящий момент на главном валу траволатора от поручневой установки, определяемый по формуле (2.40):

$$M_{\text{пор}}^{\Sigma} = 2 \cdot M_{\text{пор}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{зв}}}, \quad (2.40)$$

$$M_{\text{пор}}^{\Sigma} = 2 \cdot 933,9 \cdot \frac{45}{24} \cdot \frac{1}{0,98} = 3573,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

где $M_{\text{пол}}$ - приведённый крутящий момент на главном валу траволатора от полотна, определяемый по формуле (2.41):

$$M_{\text{пол}} = C_{\text{тяг.зв.}} \cdot \frac{D_{\text{тяг.зв.}}}{2} \cdot S_{13} - \frac{C_{\text{тяг.зв.}}+1}{2} \cdot D_{\text{тяг.зв.}} \cdot q_{\text{пол.}} \cdot \frac{D_{\text{тяг.зв.}}}{2} \cdot g - \frac{D_{\text{тяг.зв.}}}{2} \cdot S_0, \quad (2.41)$$

$$M_{\text{пол}} = 1,02 \cdot \frac{1,85}{2} \cdot 402368 - \frac{1,02+1}{2} \cdot 250 \cdot \frac{1,85^2}{2} \cdot 9,8 - \frac{1,85}{2} \cdot 149135 = 237450 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\Sigma} = M_{\text{пор}}^{\Sigma} + M_{\text{пол}} = 237450 + 3573,7 = 241020 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим потребляемую мощность по формуле (2.42):

$$P_{\text{вых.}} = \frac{M_{\Sigma} \cdot \omega_1}{1000}, \quad (2.42)$$

где $\omega_1 = \frac{2 \cdot 0,75}{1,85} = 0,81 \frac{1}{\text{с}}$ – угловая скорость главного вала.

$$P_{\text{вых.}} = \frac{241020 \cdot 0,81}{1000} = 195 \text{ кВт}.$$

Определим требуемую мощность электродвигателя по формуле (2.43):

$$P_{\text{э.тр.}} = \frac{P_{\text{вых.}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.43)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ - КПД привода, определяемое по формуле (2.44):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{оп}}^4 \cdot \eta_{\text{зуб}}^3 \cdot \eta_{\text{мас}}^3 \cdot \eta_{\text{муф}}^2, \quad (2.44)$$

$$\eta_{\text{общ}} = 0,992^4 \cdot 0,992^3 \cdot 0,998^3 \cdot 0,99^2 = 0,92,$$

где $\eta_{\text{оп}} = 0,992$ - потери в опорах каждого вала с цилиндрическими зубчатыми колёсами,

$\eta_{\text{зуб}} = 0,992$ - потери на трение в зубчатом зацеплении,

$\eta_{\text{мас}} = 0,998$ - потери на перемешивание масляной парой колёс,

$\eta_{\text{муф}} = 0,99$ - потери в каждой зубчатой муфте.

Таким образом, требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э.тр.}} = \frac{195}{0,92} = 212 \text{ кВт.}$$

По каталогу выбираем электродвигатель МТН 713–10 со следующими параметрами:

продолжительность включения ПВ = 100%,

мощность $N = 250$ кВт,

частота вращения $n = 580$ об/мин,

максимальный момент $M_{\text{max}} = 5960$ Н · м,

масса электродвигателя $m = 160$ кг.

Находим необходимое общее передаточное отношение по формуле (2.45):

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}, \quad (2.45)$$

$$U = \frac{59}{8,42} = 70,1.$$

По каталогу выбираем двухступенчатый цилиндрический редуктор Ц2-1000 со следующими параметрами:

передаточное отношение $U_2 = 19$,

наибольшая мощность $N_6 = 230$ кВт,

максимально допустимый момент на тихоходном валу

$M_T = 320172,5$ Н · м,

частота вращения $n_1 = 600$ мин⁻¹,

масса редуктора $m = 3770$ кг,

допустимая консольная нагрузка $P_{\text{кон}}^{\text{доп}} = 16000$ Н.

Проверка пригодности редуктора заключается в том, чтобы наибольший момент, передаваемый редуктором, не превышал

$$M_{\text{наиб}}: M_{\text{T}}^{\text{фак}} \leq M_{\text{наиб}}. \quad (2.46)$$

Для двухступенчатого редуктора определяется по формуле (2.47):

$$M_{\text{наиб}} = m \cdot M_{\text{T}}, \quad (2.47)$$

где $m = 2$ - кратность пускового момента в зависимости от группы режима работы.

$$M_{\text{наиб}} = 2 \cdot 1201725 = 240345 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{T}}^{\text{фак}} = \frac{M_{\Sigma}}{U_1}, \quad (2.48)$$

$$M_{\text{T}}^{\text{фак}} = \frac{39739,7}{1,6} = 24837 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Очевидно, что в данном случае $M_{\text{T}}^{\text{фак}} \leq M_{\text{наиб}}$.

Выбор редуктора и электродвигателя малого привода

Малый привод служит для медленного проворачивания полотна траволатора в ненагруженном состоянии во время монтажа, ремонта, осмотра, смазывания цепей и т. д.

Малый привод состоит из электродвигателя, эластичной муфты, червячного редуктора, кулачковой муфты и механизма переключения кулачковой муфты. Специального тормозного устройства не требуется, так как для затормаживания траволатора могут быть использованы тормозы основного привода.

Определим полный крутящий момент, приведенный к главному валу по формуле (2.49):

$$M'_{\Sigma} = M'_{\text{пор}}^{\Sigma} + M'_{\text{пол}}, \quad (2.49)$$

где $M'_{\text{пор}}^{\Sigma}$ - приведённый крутящий момент на главном валу траволатора от перечневой установки при холостом ходе, определяемый по формуле (2.50):

$$M'_{\text{пор}}^{\Sigma} = 2 \cdot M'_{\text{пор}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{зв}}}, \quad (2.50)$$

$$M'_{\text{пор}}^{\Sigma} = 2 \cdot 356,4 \cdot \frac{45}{24} \cdot \frac{1}{0,98} = 1364 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$M'_{\text{пол}}$ - приведённый крутящий момент на главном валу траволатора от полотна при холостом ходе, определяемый по формуле (2.51):

$$M'_{\text{пол}} = C_{\text{тяг.зв.}} \cdot \frac{D_{\text{тяг.зв.}}}{2} \cdot S_{13} - \frac{C_{\text{тяг.зв.}} + 1}{2} \cdot D_{\text{тяг.зв.}} \cdot q_{\text{пол.}} \cdot \frac{D_{\text{тяг.зв.}}}{2} \cdot g - \frac{D_{\text{тяг.зв.}}}{2} \cdot S_0, \quad (2.51)$$

$$M_{\text{пол}} = 1,02 \cdot \frac{1,85}{2} \cdot 275534 - \frac{1,02+1}{2} \cdot 250 \cdot \frac{1,85^2}{2} \cdot 9,8 - \frac{1,85}{2} \cdot 149135 = 226919 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M'_{\Sigma} = M'_{\Sigma_{\text{пор}}} + M'_{\text{пол}} = 116919 + 1364 = 118283 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим потребляемую мощность по формуле (2.52):

$$P_{\text{вых.}} = \frac{M'_{\Sigma} \cdot \omega_1}{1000}, \quad (2.52)$$

где $\omega_1 = \frac{2 \cdot 0,4}{1,7} = 0,047 \frac{1}{\text{с}}$ – угловая скорость главного вала при холостом ходе,

$$P_{\text{вых.}} = \frac{118283 \cdot 0,047}{1000} = 5,56 \text{ кВт}.$$

Определим требуемую мощность электродвигателя малого привода по формуле (2.53):

$$P'_{\text{э.тр.}} = \frac{P'_{\text{вых.}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.53)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – КПД привода, определяемое по формуле (2.54):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{оп}}^4 \cdot \eta_{\text{зуб}}^3 \cdot \eta_{\text{мас}}^3 \cdot \eta_{\text{муф}}^2, \quad (2.54)$$

$$\eta_{\text{общ}} = 0,992^4 \cdot 0,992^3 \cdot 0,998^3 \cdot 0,99^2 = 0,92,$$

где $\eta_{\text{оп}} = 0,992$ – потери в опорах каждого вала с цилиндрическими зубчатыми колёсами,

$\eta_{\text{зуб}} = 0,992$ – потери на трение в зубчатом зацеплении,

$\eta_{\text{мас}} = 0,998$ – потери на перемешивание масляной парой колёс,

$\eta_{\text{муф}} = 0,99$ – потери в каждой зубчатой муфте.

Таким образом, требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э.тр.}} = \frac{5,56}{0,92} = 6 \text{ кВт}.$$

По каталогу выбираем электродвигатель МТН 211–6 со следующими параметрами:

продолжительность включения ПВ = 60%,

мощность $N = 7$ кВт,

частота вращения $n = 940$ об/мин,

максимальный момент $M_{max} = 191$ Н·м,

масса электродвигателя $m = 120$ кг.

Находим необходимое общее передаточное отношение:

$$U' = \frac{n_{дв}}{n_{вых}}, \quad (2.55)$$

$$U' = \frac{910}{0,45} = 2022.$$

По каталогу выбираем червячный редуктор РЧП-300 со следующими параметрами:

передаточное отношение $U_2 = 16$,

наибольшая мощность $N_6 = 1,84$ кВт,

частота вращения $n_1 = 1500$ мин⁻¹,

масса редуктора $m = 70$ кг.

2.4 Выбор рабочего и дополнительного тормоза

Траволаторы обычно снабжаются двумя видами тормозов: рабочими и аварийными. Рабочие тормоза служат для остановки исправного траволатора, а также при любой его неисправности, исключая нарушение кинематической связи между электродвигателем привода и главным валом (обрыв приводной цепи, поломка вала передачи и т. д.). В последнем случае остановку полотна обеспечивает аварийный тормоз.

Основной и вспомогательный тормоза устанавливаются в месте соединения вала электродвигателя главного привода с входным валом редуктора, где крутящий момент имеет минимальное значение.

Определим необходимый тормозной момент. Согласно нормам ГГТН при установке в механизме стопорного и грузоупорного тормоза – запас торможения для стопорного тормоза должен быть не менее 1,25, а для грузоупорного - не менее 1,1. [12]

$$M_T^{ст} = 1,25 \cdot M_{ном}, \quad (2.56)$$

$$M_T^{ст} = 1,25 \cdot 690 = 862,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{НОМ}} = 9550 \cdot \frac{N}{n}, \quad (2.57)$$

$$M_{\text{НОМ}} = 9550 \cdot \frac{43}{590} = 690 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{НОМ}} = 1,1 \cdot M_{\text{кр}}, \quad (2.58)$$

$$M_{\text{НОМ}} = 1,1 \cdot 39738,7 = 43713 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По каталогу выбираем тормоз ТКГ-500 со следующими параметрами:
 наибольший тормозной момент $M_T^{\text{max}} = 3200 \text{ Н} \cdot \text{м}$,
 наибольший отход колодки $\Delta_{\text{max}} = 1,4 \text{ мм}$,
 тип гидротолкателя ТГ 50.

Аварийными тормозами оборудуются все траволаторы. Местом их установки обычно служит тяговая звездочка главного вала. Это грузоупорные тормоза.

Механизм тормоза состоит из винта, храпового колеса с гайкой, пальцев с пружинами, тормозных обкладок, собачки и других деталей. К механизму тормоза относится и тяговая звездочка, являющаяся одновременно элементом других механизмов траволатора.

2.4.1 Расчет параметров храпового колеса аварийного тормоза

Определим модуль храпового колеса по формуле (2.59):

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot M_{\text{ТГ}}}{\psi \cdot z \cdot [q]}}, \quad (2.59)$$

где $M_{\text{ТГ}}$ - крутящий момент, действующий на валу храпового колеса,

ψ - относительная ширина зуба, для стали $3 \psi = (1..2)$,

$z = 12$ - число зубьев храпового колеса,

$[q] = 3000 \frac{\text{Н}}{\text{см}}$ - допускаемое линейное давление.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 43713,7 \cdot 100}{12 \cdot 2 \cdot 3000}} = 11 \text{ см}.$$

Параметры храпового колеса:

диаметр храпового колеса: $d = m \cdot z = 110 \cdot 12 = 1320 \text{ мм}$,

ширина зуба: $b = m \cdot \psi = 110 \cdot 2 = 220 \text{ мм}$,

высота зуба: $H = 0,75 \cdot m = 0,75 \cdot 110 = 82,5 \text{ мм}$,

шаг зубьев: $t = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 110 = 345,4 \text{ мм}$.

2.4.2 Расчет пружины сжатия

Усилие в пружине определяется следующим образом по формуле (2.60):

$$F_{\text{пр}}^{\Sigma} = F_a = \frac{M_{\text{тр}}}{f \cdot R}, \quad (2.60)$$

$$F_{\text{пр}}^{\Sigma} = \frac{43713,7}{0,42 \cdot 0,36} = 289111,8 \text{ Н},$$

где F_a - осевое усилие;

$M_{\text{тр}} = 43713,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - тормозной момент;

$f = 0,42$ - коэффициент трения при работе всухую;

$R = 0,5 \cdot (0,39 + 0,33) = 0,36 \text{ м}$.

Так как число пружин – 6 то:

$$F_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пр}}^{\Sigma}}{6}, \quad (2.61)$$

$$F_{\text{пр}} = \frac{289111,8}{6} = 48185,3 \text{ Н}.$$

Пакет из тарельчатых пружин.

Давление на рабочих поверхностях обкладок по формуле (2.62):

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2)} \leq [p], \quad (2.62)$$

где F_a - осевое усилие;

$R_{\text{н}}$ - наружный диаметр обкладок;

$R_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр обкладок;

$[p] = 1,75 \text{ МПа}$ - допускаемое давление.

$$p = \frac{289111,8}{3,14 \cdot (440^2 - 350^2)} = 1,29 \leq 1,75 \text{ МПа}.$$

2.5 Расчет главного вала

Узел главного вала состоит из вала, тяговых звёздочек, подшипников, элементов передач от главного вала к ведущим блокам поручневой установки. В некоторых случаях на главном валу размещается аварийный тормоз, предназначенный для останова полотна в случае нарушения кинематической связи между приводом и тяговыми звёздочками.

В данном случае главный вал приводится во вращение через зубчатую муфту. Консольная часть вала испытывает незначительные изгибающие усилия и передает полный крутящий момент. Тяговые звёздочки совсем не имеют ступиц. Они посажены на фланцы, откованные заодно целое с валом, и закреплены на них призонными болтами. Звёздочка привода поручня выполнена из двух половин с разъемом в диаметральном сечении и установлена по середине вала.

Так как редуктор является высоконапряженным и ответственным элементом привода, то в качестве материала используем легированную сталь 40ХН. Выпишем её характеристики:

$$\sigma_B = 920 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}, \sigma_T = 750 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}, \sigma_{-1} = 420 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}, \tau_T = 450 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}, \tau_{-1} = 450 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Определим реакции в опорах: $R_A = 129436 \text{ Н}$; $R_B = 79659 \text{ Н}$.

Расчет статической прочности главного вала

Осей момент сопротивления сечения (2.63):

$$W = \frac{\pi \cdot 150^3}{32} = 331339,85 \text{ мм}^2, \quad (2.63)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot 150^3}{16} = 662679 \text{ мм}^2.$$

Эквивалентное напряжение по формуле (2.64):

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M^2 + \frac{M_{\text{КР}}^2}{2}}, \quad (2.64)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{\sqrt{(27181 \cdot 10^3)^2 + \frac{(51314 \cdot 10^3)^2}{2}}}{331339,85} = 136,8 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Коэффициент запаса прочности по текучести при коэффициенте перегрузки $K_{\text{П}} = 2,5$:

$$S_T = \frac{\sigma_T}{K_{\text{П}} \cdot \sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (2.65)$$

$$S_T = \frac{750}{2,5 \cdot 136,8} = 2,19,$$

что больше допустимого коэффициента запаса $[S_T] = 1,6$. Таким образом, статическая прочность сечения обеспечивается.

Расчет сечения на сопротивление усталости.

Определим амплитуду напряжений цикла в опасном сечении:

$$\sigma_A = \sigma_{И} = \frac{M}{W}, \quad (2.66)$$

$$\sigma_a = \frac{37706 \cdot 10^3}{662679} = 56,9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

$$\tau_a = \frac{M_K}{2 \cdot W_K} = \frac{37706 \cdot 10^3}{2 \cdot 662680} = 28,4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Внутреннее кольцо подшипника качения устанавливается на валу с натягом, поэтому концентратор напряжений в сечении - посадка с натягом:

$$\frac{K_\sigma}{K_d} = 3,55; \quad \frac{K_\tau}{K_d} = 2,53.$$

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется ($R_a = 0,4$ мкм), $K_f = 1$. Поверхность вала подвергается закалке с нагревом $K_V = 2,6$.

Определяем коэффициенты концентрации напряжений в рассматриваемом сечении:

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}, \quad (2.67)$$

$$(K_\sigma)_D = (3,55 + 1 - 1) \cdot \frac{1}{2,6} = 1,36.$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}, \quad (2.68)$$

$$(K_\tau)_D = (2,53 + 1 - 1) \cdot \frac{1}{2,6} = 0,97.$$

Пределы выносливости вала:

$$(K_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}, \quad (2.69)$$

$$(K_{-1})_D = \frac{420}{1,36} = 308,82 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

$$(K_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D}, \quad (2.70)$$

$$(K_{-1})_D = \frac{250}{0,397} = 257,73 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}, \quad (2.71)$$

$$S_{\sigma} = \frac{308}{69,8} = 4,42.$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a}, \quad (2.72)$$

$$S_{\tau} = \frac{257,73}{32,46} = 3,86.$$

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}, \quad (2.73)$$

$$S = \frac{4,42 \cdot 3,86}{\sqrt{4,42^2 + 3,86^2}} = 3,86 > [S] = 2,1.$$

Таким образом, сопротивление усталости вала в опасном сечении обеспечивается.

2.6 Выбор подшипников

Реакции в опорах вала: $R_A = 129436 \text{ Н}$, $R_B = 79659 \text{ Н}$. Следовательно, наиболее нагружена опора А. Принимаем значение реакции R_A зарасчетное. Предварительно принимаем роликовые сферические двухрядные подшипники серии 3630. Для этих подшипников находим:

$$d = 150 \text{ мм}$$

$$D = 320 \text{ мм}$$

$$B = 108 \text{ мм}$$

$$r = 5 \text{ мм}$$

$$C_r = 1100000 \text{ Н}$$

$$C_{0r} = 870 \text{ Н}$$

$$e = 0,38$$

$$m = 43,6 \text{ кг}$$

Осевое нагружение отсутствует $R_a = 0$. Вычисляем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$R_E = V \cdot X \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T, \quad (2.74)$$

где V - коэффициент вращения; $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно радиальной нагрузки;

X - коэффициент, $X = 1$, при $\frac{R}{V \cdot R_r} < e$, $\frac{0}{1 \cdot 129436} < 0,38$;

R_r - радиальная нагрузка, $R_r = 139436$ Н;

K_B - коэффициент безопасности, при нагрузке со значительными толчками и вибрациями $K_B = (1,8..2,5)$;

K_T - температурный коэффициент при температуре до 100°C $K_T = 1$;

$$R_E = 1 \cdot 1 \cdot 139436 \cdot 2,5 \cdot 1 = 348590 \text{ Н.}$$

Определяем расчетную долговечность подшипника по формуле (2.75):

$$L_{10ah} = a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (2.75)$$

где n - частота вращения кольца, об/мин, $n = 8,42 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;

p - показатель степени, $p = 3,33$ для роликовых подшипников;

a_{23} - коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс подшипника качество металла колец, тел качения условий эксплуатации, для обычных условий применения сферических двухрядных роликоподшипников принимают $a_{23} = (0,3..0,4)$.

Таким образом,

$$L_{10ah} = 0,3 \cdot \left(\frac{1100000}{348590}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 8,42} = 273687 \text{ ч.},$$

что больше заданной долговечности $[L_{10ah}] = 10000$ ч.

Следовательно, подшипники пригодны.

2.7 Расчёт шпоночного соединения

Шпоночное соединение на тихоходном валу редуктора Ц2-1000

Соединение зубчатого колеса с тихоходным валом осуществляется с помощью призматической шпонки. Для вала диаметром 220мм выбираем шпонку со следующими размерами:

ширина $b = 50$ мм,

высота $h = 28$ мм,

глубина паза вала $t_1 = 11,4$ мм.

Глубину врезания шпонки в ступицу принимаем: $k = 0,47 \cdot h = 0,47 \cdot 28 = 13,2$ мм.

Рабочую длину шпонки определяем из расчёта на смятие (2.76):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{T}} \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (2.76)$$

где $M_{\text{T}} = M_{\text{П}} \cdot \eta \cdot U_{\text{T}} = 25031,6$ Н · м - крутящий момент на тихоходном валу;

$d = 220$ мм - диаметр вала;

$[\sigma_{\text{см}}] = 140$ МПа - допускаемое напряжение смятия.

$$l_p \geq \frac{2 \cdot M_{\text{T}} \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{2 \cdot 25031,6 \cdot 10^3}{220 \cdot 13,2 \cdot 140} = 123 \text{ мм.}$$

Полная длина шпонки:

$$l = l_p + b = 123 + 50 = 173 \text{ мм.} \quad (2.77)$$

Принимаем $l = 180$ мм по ГОСТ 23360–78.

«Шпонка 50x28x180 ГОСТ 23360–78».

Шпоночное соединение на промежуточном вале редуктора Ц2-1000

Соединение зубчатого колеса с промежуточным валом осуществляется с помощью призматической шпонки. Для вала диаметром 180 мм выбираем шпонку со следующими размерами:

ширина $b = 45$ мм,

высота $h = 25$ мм,

глубина паза вала $t_1 = 10,4$ мм.

Глубину врезания шпонки в ступицу принимаем: $k = 0,47 \cdot h = 0,47 \cdot 25 = 11,8$ мм.

Рабочую длину шпонки определяем из расчёта на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{T}} \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $M_{\text{T}} = M_{\text{П}} \cdot \eta \cdot U_{\text{T}} = 4391,9$ Н · м - крутящий момент на тихоходном валу;

$d = 180$ мм - диаметр вала;

$[\sigma_{\text{см}}] = 140$ МПа - допускаемое напряжение смятия.

$$l_p \geq \frac{2 \cdot M_T \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 4391,9 \cdot 10^3}{180 \cdot 11,8 \cdot 140} = 29,5 \text{ мм.}$$

Полная длина шпонки: $l = l_p + b = 29,5 + 45 = 74,5 \text{ мм.}$

Принимаем $l = 80 \text{ мм}$ по ГОСТ 23360–78.

«Шпонка 45x25x80 ГОСТ 23360–78».

Шпоночное соединение на тихоходном вале редуктора РЧП-300

Соединение зубчатого колеса с тихоходным валом осуществляется с помощью призматической шпонки. Для вала диаметром 180 мм выбираем шпонку со следующими размерами:

ширина $b = 45 \text{ мм,}$

высота $h = 25 \text{ мм,}$

глубина паза вала $t_1 = 10,4 \text{ мм.}$

Глубину врезания шпонки в ступицу принимаем: $k = 0,47 \cdot h = 0,47 \cdot 25 = 11,8 \text{ мм.}$

Рабочую длину шпонки определяем из расчёта на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_T \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

где $M_T = M_{П} \cdot \eta \cdot U_T = 39739,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - крутящий момент на тихоходном валу;

$d = 180 \text{ мм}$ - диаметр вала;

$[\sigma_{см}] = 140 \text{ МПа}$ - допускаемое напряжение смятия.

$$l_p \geq \frac{2 \cdot M_T \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 39737,7 \cdot 10^3}{180 \cdot 11,8 \cdot 140} = 267 \text{ мм.}$$

Полная длина шпонки: $l = l_p + b = 267 + 45 = 312 \text{ мм}$

Принимаем $l = 310 \text{ мм}$ по ГОСТ 23360–78.

«Шпонка 45x25x310 ГОСТ 23360–78». [13]

3 Экономическая часть. Расчет технико-экономической эффективности использования траволатора

В данной дипломной работе рассчитываются следующие экономические параметры: мощность оборудования траволатора, капитальные затраты, баланс работы оборудования траволатора, себестоимость траволатора, показатели эффективности работы оборудования траволатора.

3.1 Расчет мощности оборудования траволатора

Обоснование мощности оборудования траволатора рассчитывается строго по результатам производительности и эффективного рабочего времени.

Расчет мощности оборудования определяется по формуле (3.1):

$$P_{\text{пр}} = P_p \cdot T_{\text{эфф}}, \quad (3.1)$$

где P_p - технически обоснованная часовая производительность оборудования, $T_{\text{эфф}}$ - эффективный фонд времени работы оборудования.

Календарный фонд времени работы оборудования составляет (3.2):

$$T_{\text{кал}} = 365 \cdot 15 = 5475 \text{ час/год}. \quad (3.2)$$

Время эффективной работы ведущего оборудования определяется по формуле (3.3):

$$T_{\text{эфф}} = T_{\text{кал}} - (T_{\text{рем}} + T_o), \quad (3.3)$$

где $T_{\text{кал}}$ - календарный фонд времени работы оборудования, $T_{\text{рем}}$ - время простоя в ремонте (час), T_o - время технологических остановок по регламенту.

Эффективный фонд времени работы оборудования $T_{\text{эфф}}$:

$$T_{\text{эфф}} = T_{\text{ном}} - T_{\text{рем}} - T_o. \quad (3.4)$$

Таким образом, производственная мощность рассчитывается по формуле (3.5):

$$P = K \cdot N \cdot T_{\text{эфф}}, \quad (3.5)$$

$$P = 1 \cdot 15 \cdot 5139 = 77085 \text{ Вт} = 77,085 \text{ кВт}.$$

3.2 Расчет капитальных затрат автоматизированного электропривода траволатора

Капитальные затраты складываются из: затрат на покупку оборудования и устройств автоматизации, включая монтаж и расходы на приобретение и доставку; затрат на специализированные инструменты и инвентарь.

Стоимость строительства рассчитывается на основании выбора оборудования. Расчет проводится по форме, представленной в таблице 3.1.

Таблица 3.2 - Расчет капитальных затрат на оборудование и приборы

| Наименование оборудования | Количество, шт. | Стоимость | Затраты на доставку и монтаж | Сметная стоимость | Амортизационные отчисления | |
|---------------------------|-----------------------------|--------------|------------------------------|-------------------|----------------------------|--------------|
| | | | | | № | Сумма, тенге |
| | 1 шт., тенге | Общая, тенге | тенге | тенге | Норма амортизации, % | Сумма, тенге |
| 1 | Электродвигатель МТН 713-10 | 2701000 | 270100 | 2971100 | 10 | 297110 |
| 2 | Редуктор Ц2-1000 | 4686190 | 468619 | 5154809 | 10 | 515481 |
| 3 | Электродвигатель МТН 211-6 | 810000 | 81000 | 891000 | 10 | 89100 |
| 4 | Редуктор РЧП-300 | 1648436 | 164844 | 1813280 | 10 | 181328 |
| 5 | Тормоз ТКГ-500 | 485158 | 48516 | 533674 | 10 | 53368 |
| Итого | | | | 11363863 | | 1136387 |

После просчета стоимости проектируемого траволатора необходимо узнать удельные капитальные вложения, которые рассчитываются как частное от деления всех капитальных затрат по смете на величину проектной мощности объекта:

$$K_{уд} = \frac{11363863}{77085} = 147,42 \text{ тыс. тенге/кВт.} \quad (3.6)$$

Капитальные затраты на приобретение траволатора рассчитываются по формуле (3.7):

$$K = 1,2 \cdot [C_{ц} \cdot 4L + G_{мк} \cdot C_{мк} + G_{пр} \cdot C_{пр}] + C_{пл} \cdot n = 21728235,31 \text{ тенге} \quad (3.7)$$

$$Q_m = Q \cdot 24 \cdot 30 = 5220 \cdot 24 \cdot 30 = 3758400 \text{ пасс./мес.} \quad (3.8)$$

3.3 Расчет расходов на электроэнергию, ремонт оборудования и экономии автоматизированного электропривода траволатора

Таблица 3.2 - Статьи расходов на содержание, эксплуатацию и ремонт оборудования

| Статьи расходов | Сумма, тыс.тенге | Примечание |
|---|------------------|---|
| Расходы по содержанию и эксплуатации оборудования: | 701,344 | 13% от заработной платы |
| А) зарплата вспомогательных рабочих по уходу за оборудованием | | |
| Б) социальный налог | 112,2 | |
| В) смазочные и обтирочные материалы | 97,174 | 80% от статьи 1а |
| Текущий ремонт оборудования | 112,2 | 5–10% от стоимости оборудования |
| А) зарплата вспомогательных рабочих по текущему ремонту | | |
| Б) материалы на ремонт | 1016,918 | Из таблицы |
| Амортизация производственного оборудования | 101,692 | 10–20 % от суммы расходов по предыдущим статьям |
| Внутризаводское перемещение грузов | | |
| Всего по смете | 1118,61 | |

Активная мощность, потребляемая из сети:

$$P_2 = \frac{P_n}{\eta} \cdot 100\% = \frac{75}{90} \cdot 100\% = 83,33 \text{ кВт}, \quad (3.8)$$

где P_n – номинальная мощность электропривода, кВт, η – коэффициент полезного действия электропривода, %.

Реактивная мощность, потребляемая из сети:

$$Q_1 = P_2 \cdot \tan \varphi = 88,53 \cdot 0,52 = 43,33 \text{ кВАр}, \quad (3.9)$$

где $\tan \varphi = 0,52$ – рассчитываем через известное значение коэффициента мощности (0,89).

Активная мощность, идущая на выработку реактивной мощности:

$$P'_2 = Q_1 \cdot q = 43,33 \cdot 0,1 = 4,33 \text{ кВт}, \quad (3.10)$$

где $q = 0,1 \text{ кВт/кВАр}$ $q = 0,1 \text{ кВт/кВАр}$ – экономический эквивалент реактивной мощности.

Затраты на оплату потребляемой электроэнергии:

$$З_{эл} = (P_2 + P'_2) \cdot K_M \cdot K_t \cdot K_{\Pi} \cdot T_{\text{Э}} \cdot Ц_{\text{Э}}, \quad (3.11)$$

$$З_{эл1} = (P_2 + P'_2) \cdot K_{M1} \cdot K_t \cdot K_{\Pi} \cdot T_{\text{Э}} \cdot Ц_{\text{Э}} = (83,33 + 4,33) \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot 1,05 \cdot 5139 \cdot 16,02 = 3637249,82 \text{ тенге},$$

$$З_{эл2} = (P_2 + P'_2) \cdot K_{M2} \cdot K_t \cdot K_{\Pi} \cdot T_{\text{Э}} \cdot Ц_{\text{Э}} = (83,33 + 4,33) \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 1,05 \cdot 5139 \cdot 16,02 = 4243458,13 \text{ тенге},$$

где K_M – коэффициент загрузки по мощности;

K_t – коэффициент, учитывающий загрузку по времени;

$K_{\Pi} = 0,8$ – коэффициент, учитывающий потери электроэнергии в сети;

$Ц_{\text{Э}} = 16,02 \text{ тенге/кВт} \cdot \text{ч}$ – стоимость электроэнергии;

$T_{\text{Э}}$ – эффективный фонд времени работы электропривода в планируемом периоде.

$$\text{Э}_{эл} = \text{Э}_{эл2} - \text{Э}_{эл1} = 4243458,13 - 3637249,82 = 606208,31 \text{ тенге}. \quad (3.12)$$

3.4 Расчет общей экономии

Общая экономия складывается из трех основных составляющих: экономии фонда заработной платы, экономии электроэнергии, экономии на содержании и ремонт оборудования

$$\text{Э}_{\text{общ}} = \text{Э}_{\text{фзп}} + \text{Э}_{эл} + \text{Э}_p = 504091 + 606208,31 + 281119 = 1391418,98 \text{ тенге} \quad (3.13)$$

Срок окупаемости за счет экономии основных издержек составит:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{\text{Э}_{\text{общ}}} = \frac{12500250}{1391418,98} = 8,98 \text{ лет}. \quad (3.14)$$

Таблица 3.3 - Сводная таблица технико-экономических показателей

| № | Показатели | Ед.измерения | При системе ТП-АД | При системе ПЧ-АД | Экономия |
|---|---|------------------|-------------------|-------------------|-----------|
| 1 | Численность рабочих | чел. | 8 | 6 | 2 |
| 2 | Фонд заработной платы | тенге | 1726,874 | 1665,692 | 61,182 |
| 3 | Расход электроэнергии | тенге | 4243458,13 | 3637249,82 | 606208,31 |
| 4 | Расходы на содержание, эксплуатацию и ремонт оборудования | тенге | 1399,729 | 1118,61 | 281,119 |
| 5 | Срок окупаемости | лет | 1,97 | | |
| 6 | Общая экономия | 1391418,98 тенге | | | |

Общая экономия составила 1391418,98 тенге.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной дипломной работе предложен проект траволатора для терминала аэропорта города Шымкент.

Сформирована модель, которая полностью удовлетворяет новым запросам пассажиропотока в терминале. Были произведены основные расчеты, которые полностью отражают работу траволатора.

Для формирования основных характеристик с помощью тяговых расчетов полотна, поручневой установки и привода были определены значения, которые соответствуют международным стандартам производительности.

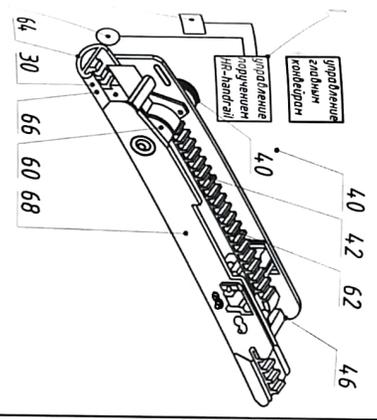
Главными преимуществами выбранной конструкции траволатора являются: высокая работоспособность, устойчивость и ремонтпригодность. Благодаря правильно выбранной конструкции сохраняется высокий уровень эффективности работы траволатора. Предложенный процесс эксплуатации и безопасности позволяет минимизировать расходы на содержание траволатора.

Результаты расчетов показали, что выбранные элементы конструкции и привода являются лучшими для размещения траволатора в терминале аэропорта города Шымкент.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

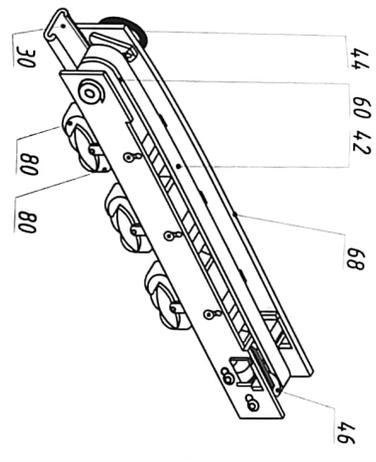
- 1 Matt Novak. Moving Sidewalks Before The Jetsons. - January 11, 2012.
- 2 Harriet Baskas. History of the airport moving walkway. - September 30, 2016.
- 3 Кожушко Г. Г. Эскалаторы. Пассажирские конвейеры: учебное пособие / Г. Г. Кожушко. - Екатеринбург: Издательство АМБ, 2016. - 142 с.
- 4 Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. - 3-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1983.—487 с.
- 5 Уинклейк Дирк. Пассажирский конвейер и способ управления работой пассажирского конвейера. RU 2460682 В66В 25/00 2007 год.
- 6 Гроббел Буркхард. Приводное средство и цепной привод. RU 2438054 F16H 7/00 2008 год.
- 7 Гэ Вэй, Шао Вэйфэн, Цзян МинПин, Ли Цзюнь. Цепной механизм перил траволатора. RU 2537887 В66В 23/11 2011 год.
- 8 Ауланка Эско, Мусталаhti Йорма, Оссенфорд Марк. Приводное устройство траволатора и опорный элемент поручня траволатора. 0147В1 В66ВВ 23/04 2006 год.
- 9 Конвейеры: Справочник / Р. А. Волков, А. Н, Гнутов, В. К. Дьячков и др, под общ. ред. Ю. А. Пертена. Л.; Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. 367 с.
- 10 Дьячков В. К. Подвесные конвейеры. Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1976. 320 с. с ил.
- 11 Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Иванченко Ф. К. и др. Киев, издательское объединение «Вища школа», Головное изд-во, 1978. 576 с.
- 12 M.Y.H. Bangash. T. Bangash. Lifts, Elevators, Escalators and Moving Walkways/Travelators. 1st Edition. Taylor & Francis e-Library, 2007.
- 13 Олейник А. М., Поминов И. Н. Эскалаторы. М.: Машиностроение, 1973.256 с.

RU 240692 B6B 23/10 2007 год
 Изобретение в области управления
 гидравлического конвейера



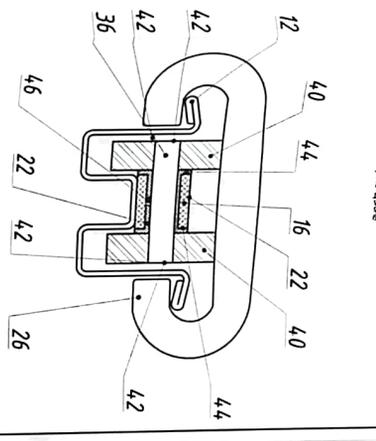
Известно решение
 устройства гидравлического в гидравлическом конвейере
 для управления
 с ПУИ
 Шварцман А.И.
 Патент РФ № 240692
 от 15.07.2007

RU 240692 B6B 23/10 2007 год
 Патентное ведомство Российской Федерации
 Шварцман А.И.



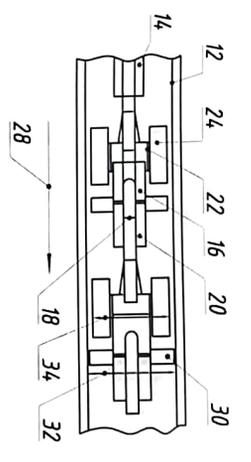
Вид димензия работы
 Тема: Устройство гидравлического в гидравлическом конвейере
 для управления
 с ПУИ
 Шварцман А.И.
 Патент РФ № 240692
 от 15.07.2007

RU 2537887 B6B 23/11 2011 год
 Изобретение в области гидравлического
 управления
 Шварцман А.И.



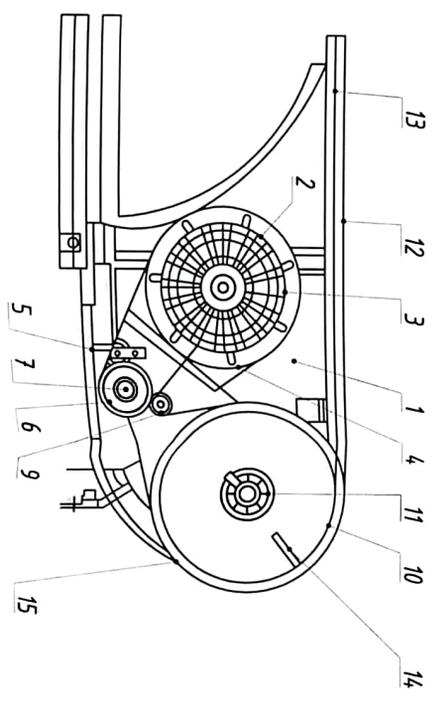
Вид димензия работы
 Тема: Устройство гидравлического в гидравлическом конвейере
 для управления
 с ПУИ
 Шварцман А.И.
 Патент РФ № 2537887
 от 15.07.2011

RU 2537887 B6B 23/11 2011 год
 Изобретение в области гидравлического
 управления
 Шварцман А.И.



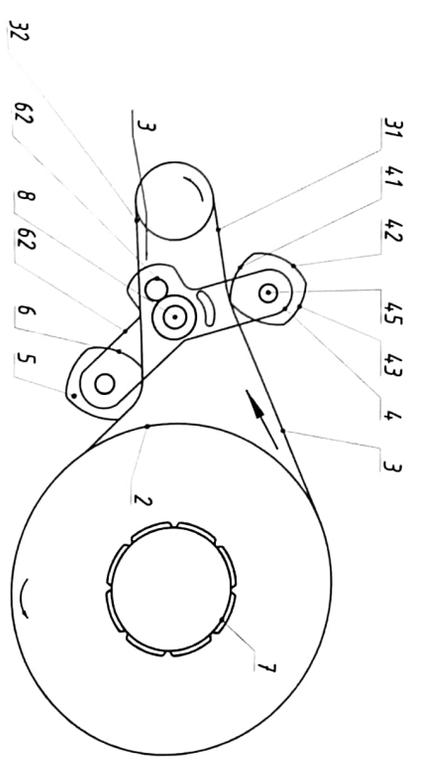
Вид димензия работы
 Тема: Устройство гидравлического в гидравлическом конвейере
 для управления
 с ПУИ
 Шварцман А.И.
 Патент РФ № 2537887
 от 15.07.2011

RU 23074 23/04 2006 год
 Изобретение в области гидравлического
 управления
 Шварцман А.И.



Известно решение
 устройства гидравлического в гидравлическом конвейере
 для управления
 с ПУИ
 Шварцман А.И.
 Патент РФ № 23074
 от 15.07.2006

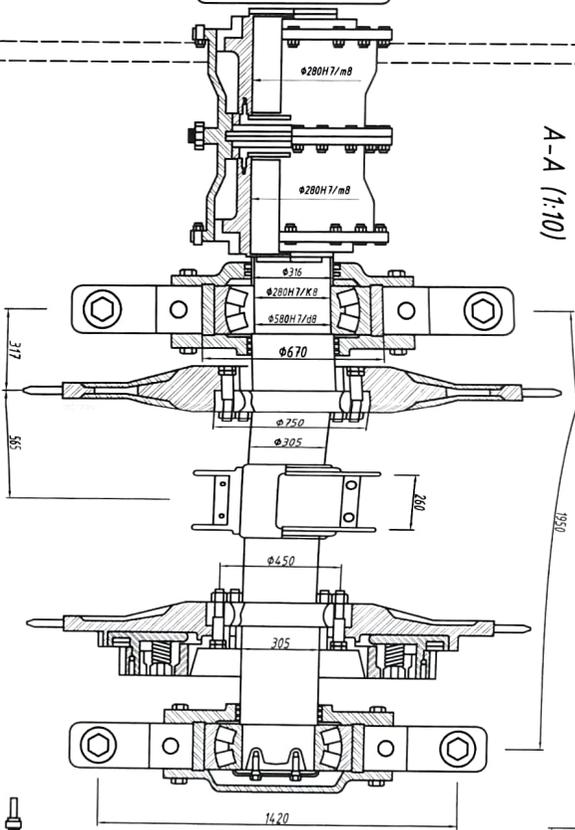
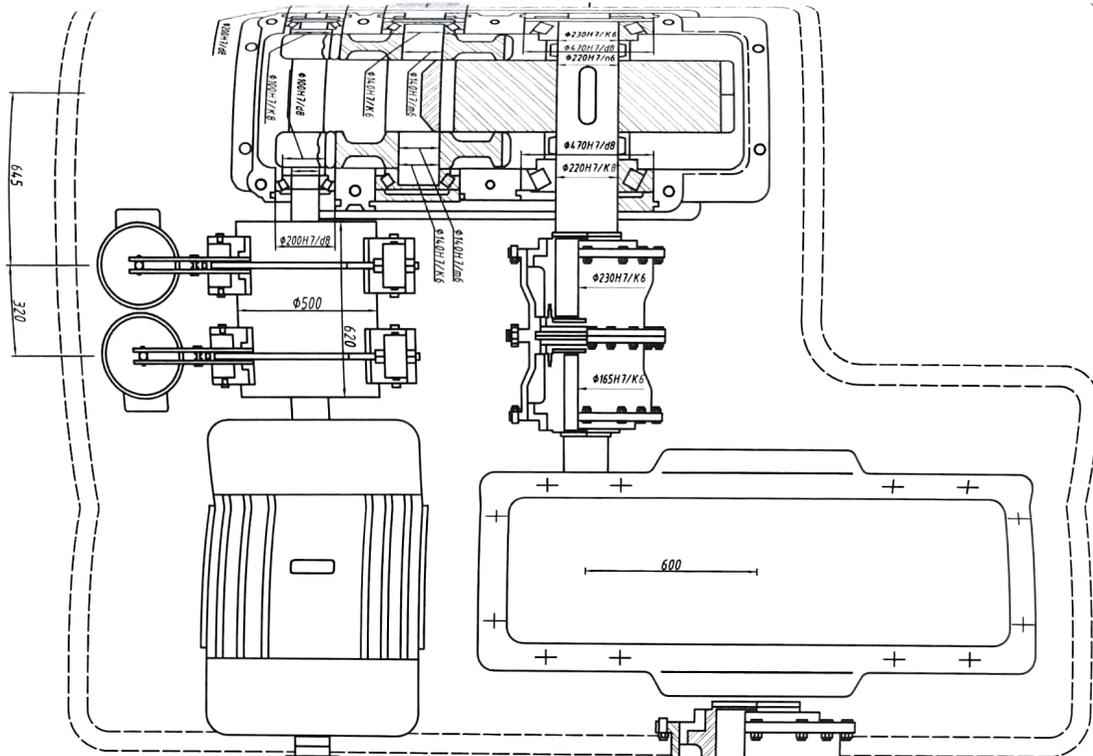
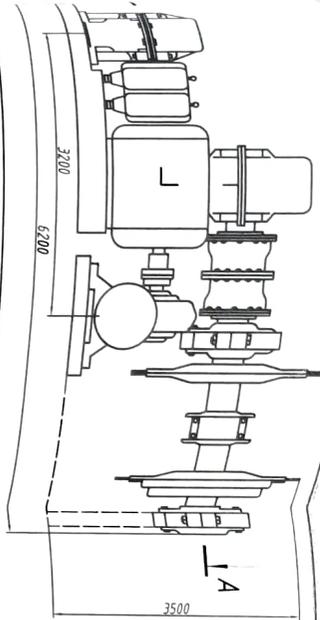
RU 2438054 F1H 7/00 2008 год
 Изобретение в области гидравлического
 управления
 Шварцман А.И.



Вид димензия работы
 Тема: Устройство гидравлического в гидравлическом конвейере
 для управления
 с ПУИ
 Шварцман А.И.
 Патент РФ № 2438054
 от 15.07.2008

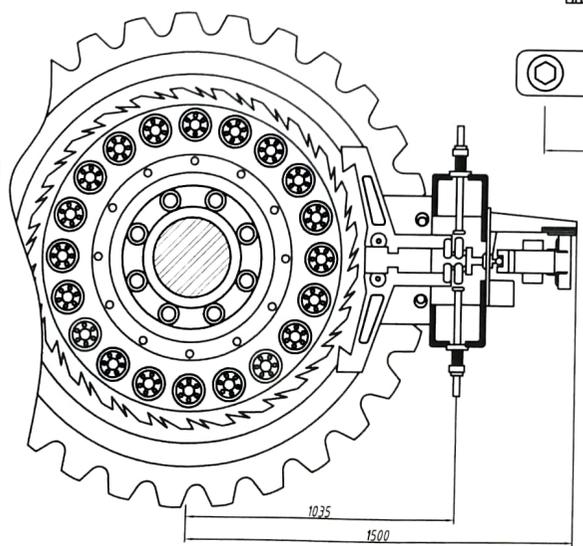
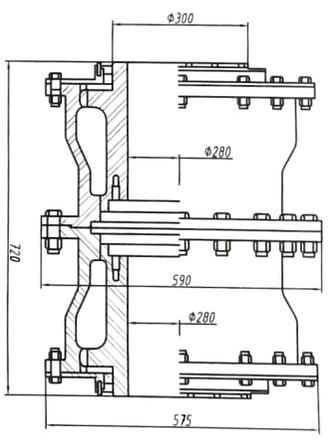
Шварцман А.И.

Шварцман А.И.

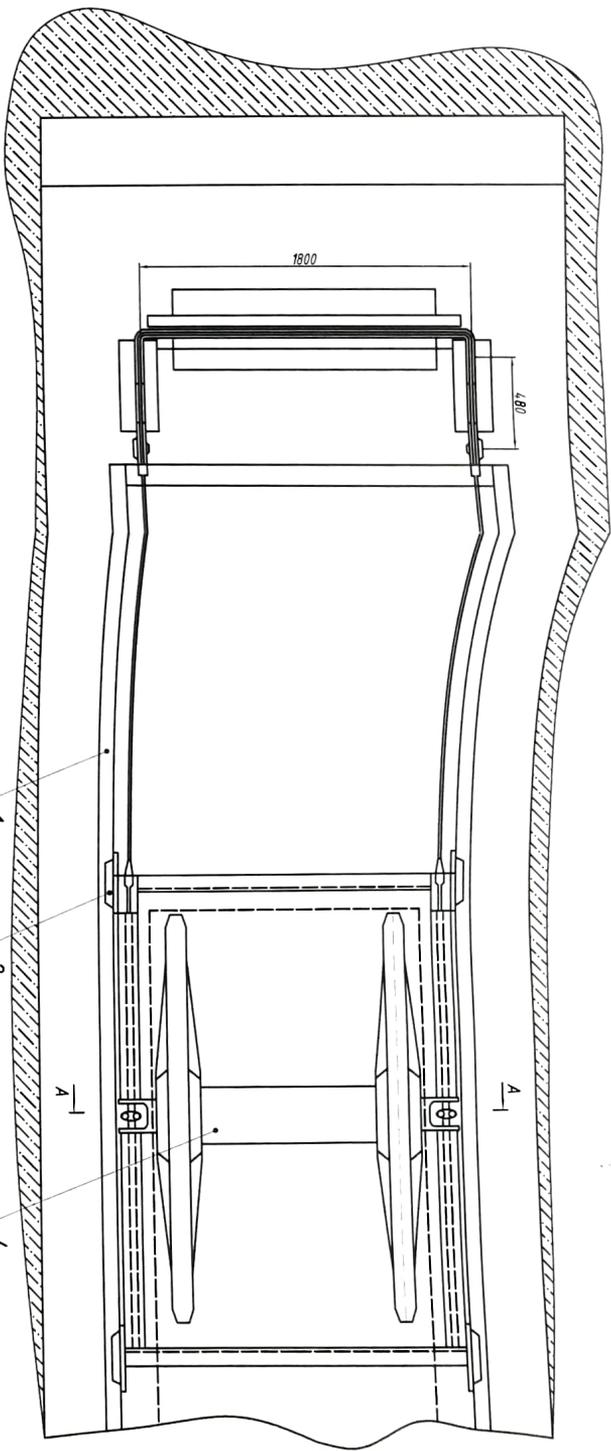
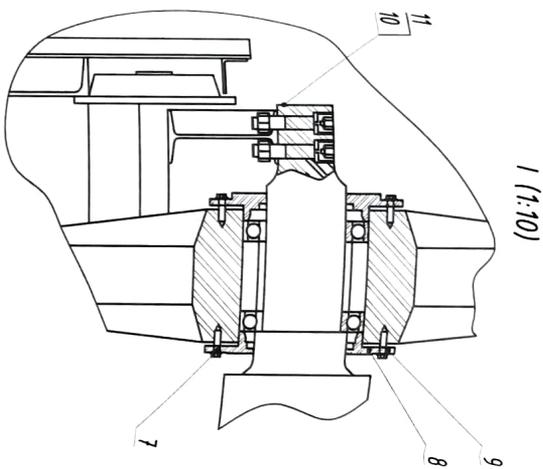


A-A (1:10)

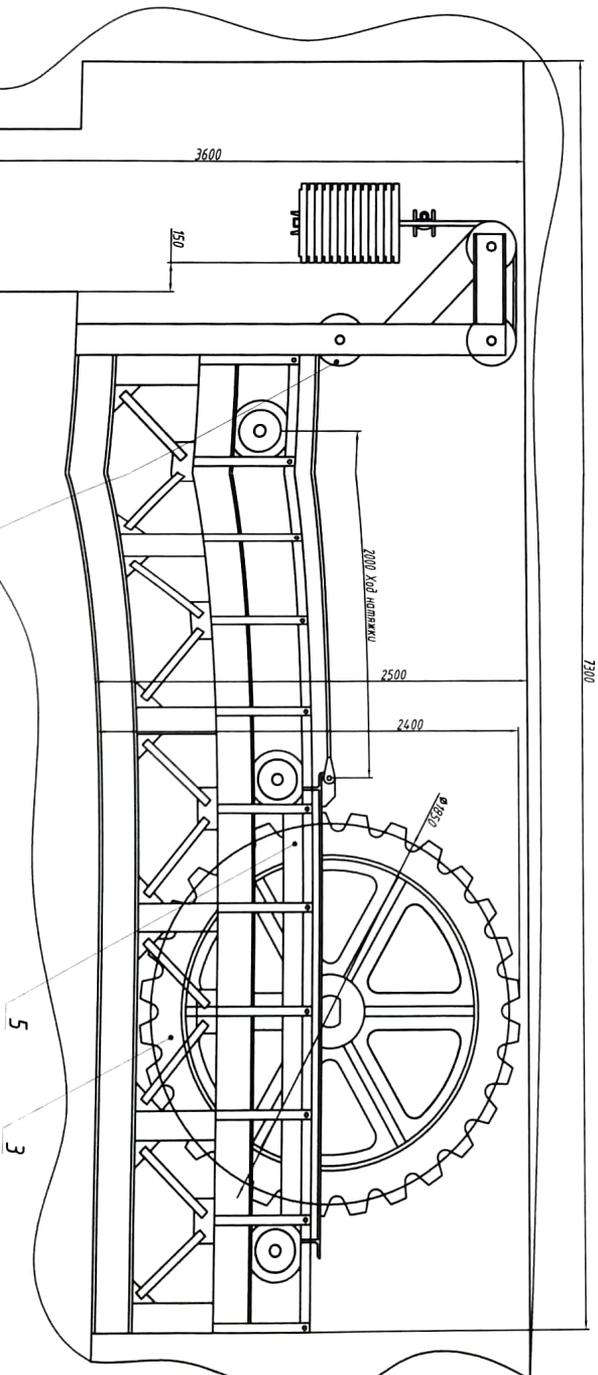
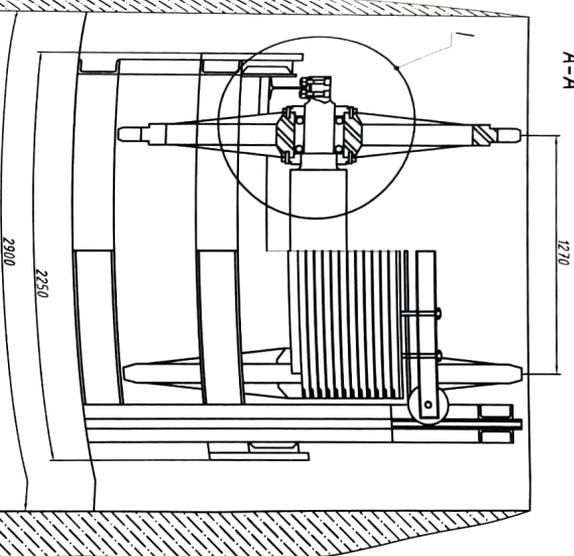
Привод основной:
 Двигатель МТН 713-10 $n=500$ об/мин $P=250$ кВт
 догонительный:
 Двигатель МТН 211-6 $n=940$ об/мин $P=7$ кВт
 передаточное число 19
 Редуктор основного привода ЦГ-1000
 Редуктор догонительного привода РЦП-300
 передаточное число 16
 Приводная звездочка
 количество зубьев 29
 делительный диаметр 1850 мм
 Торсионное устройство:
 основной и догонительный тормоз ТКГ-500
 аварийный тормоз - грузозащитный



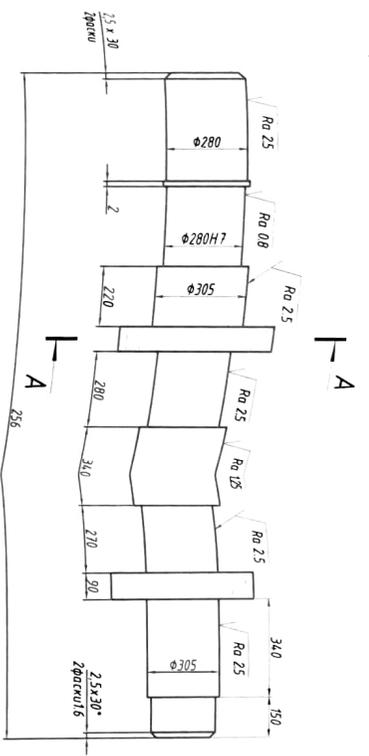
| | | | |
|----------------------|-------------|-----------------|-----------|
| ДР ТМТ-12123.00.001Б | | Привод трамвока | |
| № документа | Исполнитель | Дата | Масштаб |
| 12123.00.001Б | И.И.И. | 4.20 | 1:30 |
| Коллектор | Коллектор | Коллектор | Коллектор |
| Коллектор | Коллектор | Коллектор | Коллектор |



A-A



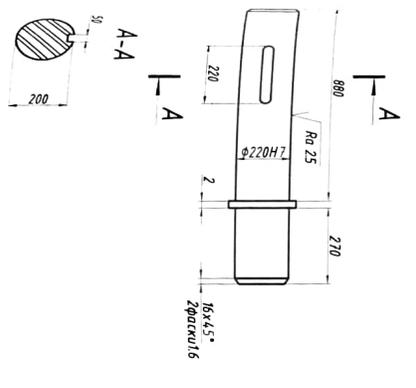
| | | | | | |
|--------------------------|-----------|------------|------|------|-------|
| Исполнитель | Проверено | Утверждено | Дата | Лист | Всего |
| Колесный станок | 1 | 1 | | 1 | 1 |
| КОЛЕСНЫЙ СТАНОК | | | | | |
| ДП ТМУТ-12.125.00.002.СБ | | | | | |
| 1:5 | | | | | |
| Колесный станок | | | | | |



1. ИР207.302
2. Натуральные предельные отклонения размеров отклонений по НТК валами НТК

| | | | |
|--------------|------------|----------|---------|
| Деталь | Исполнение | Материал | Масштаб |
| Гребень вала | 9 | 110 | 1:10 |

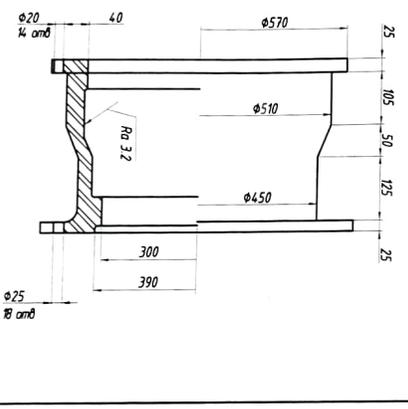
Спецификация: Спецификация на КИП Самара Копирин ТМТ



1. ИР207.302
2. Натуральные предельные отклонения размеров отклонений по НТК валами НТК

| | | | |
|--------|------------|----------|---------|
| Деталь | Исполнение | Материал | Масштаб |
| Вал | 9 | 110 | 1:10 |

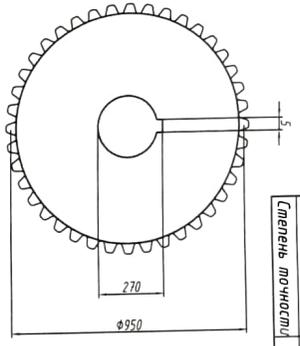
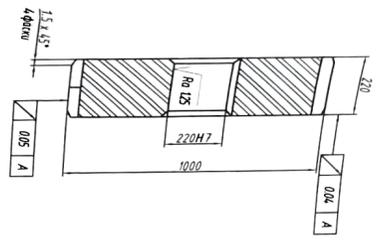
Спецификация: Спецификация на КИП Самара Копирин ТМТ



1. ИР207.302
2. Натуральные предельные отклонения размеров отклонений по НТК валами НТК

| | | | |
|---------|------------|----------|---------|
| Деталь | Исполнение | Материал | Масштаб |
| Полушар | 9 | 15 | 1:10 |

Спецификация: Спецификация на КИП Самара Копирин ТМТ

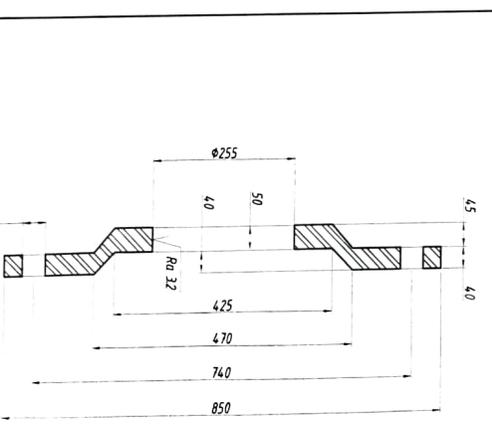


| | | |
|-----------------------|---|---------------|
| Модуль | m | 12 |
| Число зубьев | Z | 83 |
| Угол наклона зуба | β | 0 |
| Листовой диаметр | d | 950 |
| Тип листового контура | | ГОСТ 13755-81 |
| Степень точности | | 8-6 |

1. ИР207.302
2. Натуральные предельные отклонения размеров отклонений по НТК валами НТК

| | | | |
|---------|------------|----------|---------|
| Деталь | Исполнение | Материал | Масштаб |
| Цепочка | 9 | 1:10 | 1:10 |

Спецификация: Спецификация на КИП Самара Копирин ТМТ



1. ИР207.302
2. Натуральные предельные отклонения размеров отклонений по НТК валами НТК

| | | | |
|-------------------|------------|----------|---------|
| Деталь | Исполнение | Материал | Масштаб |
| Кружка подшипника | 9 | 15 | 1:10 |

Спецификация: Спецификация на КИП Самара Копирин ТМТ

| Формат | Зона | Поз. | Обозначение | Наименование | Кол. | Примечание | Перв. примен. | |
|--------------|----------|--------------|---------------------------|-------------------------|-------|--|---------------|------|
| | | | | | | | № | дата |
| | | | | Документация | | | | |
| | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.00.000.СБ | Сборочный чертеж | 1 | | | |
| | | | | Сборочные единицы | | | | |
| Справ. № | | 1 | ДР.ТМиТ-12.1.25.01.000 | Привод траволатора | 1 | | | |
| | | 2 | ДР.ТМиТ-12.1.25.02.000 | Полотно траволатора | 1 | | | |
| | | 3 | ДР.ТМиТ-12.1.25.03.000 | Натяжная станция | 1 | | | |
| | | 4 | ДР.ТМиТ-12.1.25.04.000 | Тяговая цепь | 2 | | | |
| | | 5 | ДР.ТМиТ-12.1.25.05.000 | Механизм поручня | 4 | | | |
| | | 6 | ДР.ТМиТ-12.1.25.06.000 | Поручень | 2 | | | |
| | | 7 | ДР.ТМиТ-12.1.25.07.000 | Панель балюстрады | 2 | | | |
| | | 8 | ДР.ТМиТ-12.1.25.08.000 | Фартук | 2 | | | |
| | | 9 | ДР.ТМиТ-12.1.25.09.000 | Приводное цепное колесо | 2 | | | |
| | | 10 | ДР.ТМиТ-12.1.25.10.000 | Регулятор скорости | 1 | | | |
| | | 11 | ДР.ТМиТ-12.1.25.11.000 | Редуктор | 2 | | | |
| Погр. и дата | | | | Детали | | | | |
| | | 12 | ДР.ТМиТ-12.1.25.00.001 | Крышка | 4 | | | |
| | | 13 | ДР.ТМиТ-12.1.25.00.002 | Втулка | 2 | | | |
| | | 14 | ДР.ТМиТ-12.1.25.00.003 | Диск | 2 | | | |
| Взам. инв. № | | 15 | ДР.ТМиТ-12.1.25.00.004 | Вал | 1 | | | |
| | | | | | | | | |
| Погр. и дата | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| Инв. № подл. | Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата | <p style="text-align: center;">ДР.ТМиТ-12.1.25.00.000</p> <p style="text-align: center;">Траволатор</p> <p style="text-align: center;">Сборочный чертеж</p> | | |
| | Разраб. | Коротких С. | | | 12.05 | | | |
| | Пров. | Ахметова Ш. | | | 12.05 | | | |
| | Н.контр. | Камзанов Н. | | | 16.05 | | | |
| | Утв. | Бортебаев С. | | | 16.05 | | | |
| | Лит. | Лист | Листов | | | | | |
| | У | 1 | 2 | | | | | |
| | | | | | | КазНИТУ им К.И. Сатпаева Кафедра ТМиТ | | |

| Формат | Зона | Поз. | Обозначение | Наименование | Кол. | Примечание |
|--------|------|------|------------------------|------------------------|------|------------|
| | | 16 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.005 | Муфта | 1 | |
| | | 17 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.006 | Втулка | 1 | |
| | | 18 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.007 | Корпус | 2 | |
| | | 19 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.008 | Упор | 2 | |
| | | 20 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.009 | Кольцо | 2 | |
| | | 21 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.010 | Стенка | 2 | |
| | | 22 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.011 | Ось | 2 | |
| | | 23 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.012 | Крышка | 2 | |
| | | 24 | ДР.ТМцТ-12.1.25.00.013 | Ось | 2 | |
| | | | | Стандартные изделия | | |
| | | | | Болт ГОСТ 7808-70 | | |
| | | 25 | | M6-6dх14.58 | 16 | |
| | | 26 | | M8-6dх20.58 | 8 | |
| | | 27 | | M10-6dх30.58 | 8 | |
| | | 28 | | M12-6dх36.58 | 8 | |
| | | | | Подшипник ГОСТ 7242-81 | | |
| | | 29 | | 60307 | 4 | |
| | | 30 | | 60315 | 4 | |
| | | 31 | | 60320 | 2 | |
| | | 32 | | Манжета 60х90 | | |
| | | | | ГОСТ 8752-79 | 2 | |
| | | | | Шпонка ГОСТ 23360-78 | | |
| | | 33 | | 50х28х180 | 1 | |
| | | 34 | | 45х25х80 | 1 | |

| | | | | |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Инв. № подл. | Погр. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Погр. и дата |
| | | | | |

| | | | | |
|-----|------|----------|---------|------|
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
|-----|------|----------|---------|------|

ДР.ТМцТ-12.1.25.00.000

Лист

2

| Формат | Зона | Поз. | Обозначение | Наименование | Кол. | Примечание | |
|--|------|--------------|---------------------------|--------------------|--|------------|--------|
| | | | | | | | |
| Документация | | | | | | | |
| | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.00.002.СБ | Сборочный чертеж | 1 | | |
| Сборочные единицы | | | | | | | |
| 1 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.01.002 | Рама | 1 | | |
| 2 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.02.002 | Ползун | 1 | | |
| 3 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.03.002 | Натяжная звездочка | 1 | | |
| 4 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.04.002 | Ось барабана | 1 | | |
| 5 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.05.002 | Направляющая | 1 | | |
| 6 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.06.002 | Натяжной барабан | 1 | | |
| 7 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.07.002 | Направляющая | 1 | | |
| 8 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.08.002 | Крышка | 2 | | |
| 9 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.09.002 | Подшипник | 4 | | |
| 10 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.10.002 | Пробка | 1 | | |
| 11 | | | ДР.ТМиТ-12.1.25.11.002 | Пробка | 1 | | |
| ДР.ТМиТ-12.1.25.00.002 | | | | | | | |
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | |
| Разраб. | | Коротких С. | | 12.05 | | | |
| Пров. | | Ахметова Ш. | | 12.05 | | | |
| Н.контр. | | Камзанов Н. | | 16.05 | | | |
| Утв. | | Бортебаев С. | | 16.05 | | | |
| Натяжная станция Сборочный чертеж | | | | | Лит. | Лист | Листов |
| | | | | | У | 1 | 1 |
| | | | | | КазНИТУ им К.И. Сатпаева Кафедра ТМиТ | | |

ОТЗЫВ

НАУЧНОГО РУКОВОДИТЕЛЯ

на дипломную работу

(наименование вида работы)

Коротких Сергей

(Ф.И.О. обучающегося)

5В0713-Транспорт, транспортная техника и технологии

(шифр и наименование специальности)

Тема: Разработка траволоватора в условиях
территориала аэропорта Шымкент

Творческое задание дипломной работы выполнено в соответствии со стандартом предприятия. Чертежи соответствуют ЕСКД. В работе Коротких Сергей проведены теоретические расчеты, расчет поручневой установки, рассчитаны эксплуатационные показатели. Проведен патентный анализ траволоваторов для предполагаемого территориала аэропорта Шымкент.

Дипломная работа выполнена в полном объеме и рекомендуется Коротких С. к присвоению академической степени бакалавра техники и технологий.

Научный руководитель

К.Т.М. ассоц. профессор

(должность, уч. степень, звание)

Ахметова Ш.Д.

Ф.И.О. Ахметова Ш.Д.

«20» мая 2022г.

(подпись)

РЕЦЕНЗИЯ

на дипломную работу

Коротких Сергея Алексеевича

5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

На тему: "Разработка траволатора в условиях терминала аэропорта мегаполиса"

Выполнено:

- а) графическая часть на 5 листах
- б) пояснительная записка на 50 страницах

ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ

По рецензируемой работе имеются следующие замечания:

1. Выявлены незначительные ошибки по оформлению дипломной работы.
 2. Недостаточно рассмотрен опыт зарубежных проектов в области размещения траволатора.
- Существенных недостатков в дипломной работе не выявлено.

Оценка работы

Несмотря на замечание, полагаю, что дипломная работа заслуживает оценки «отлично» (90 балл), а ее автор, Коротких Сергей Алексеевич, заслуживает присвоения академической степени бакалавра техники и технологий.

Рецензент

Кандидат технических наук

 Кulyгильдинов Б.М.

«18» 05 2022 г.

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Коротких С.А.

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Разработка траволатора в условиях терминала аэропорта мегаполиса

Научный руководитель: Шолпан Ахметова

Коэффициент Подобия 1: 4.2

Коэффициент Подобия 2: 1.1

Микропробелы: 2

Знаки из других алфавитов: 9

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование:

Дата

23.05.22

Заведующий кафедрой

