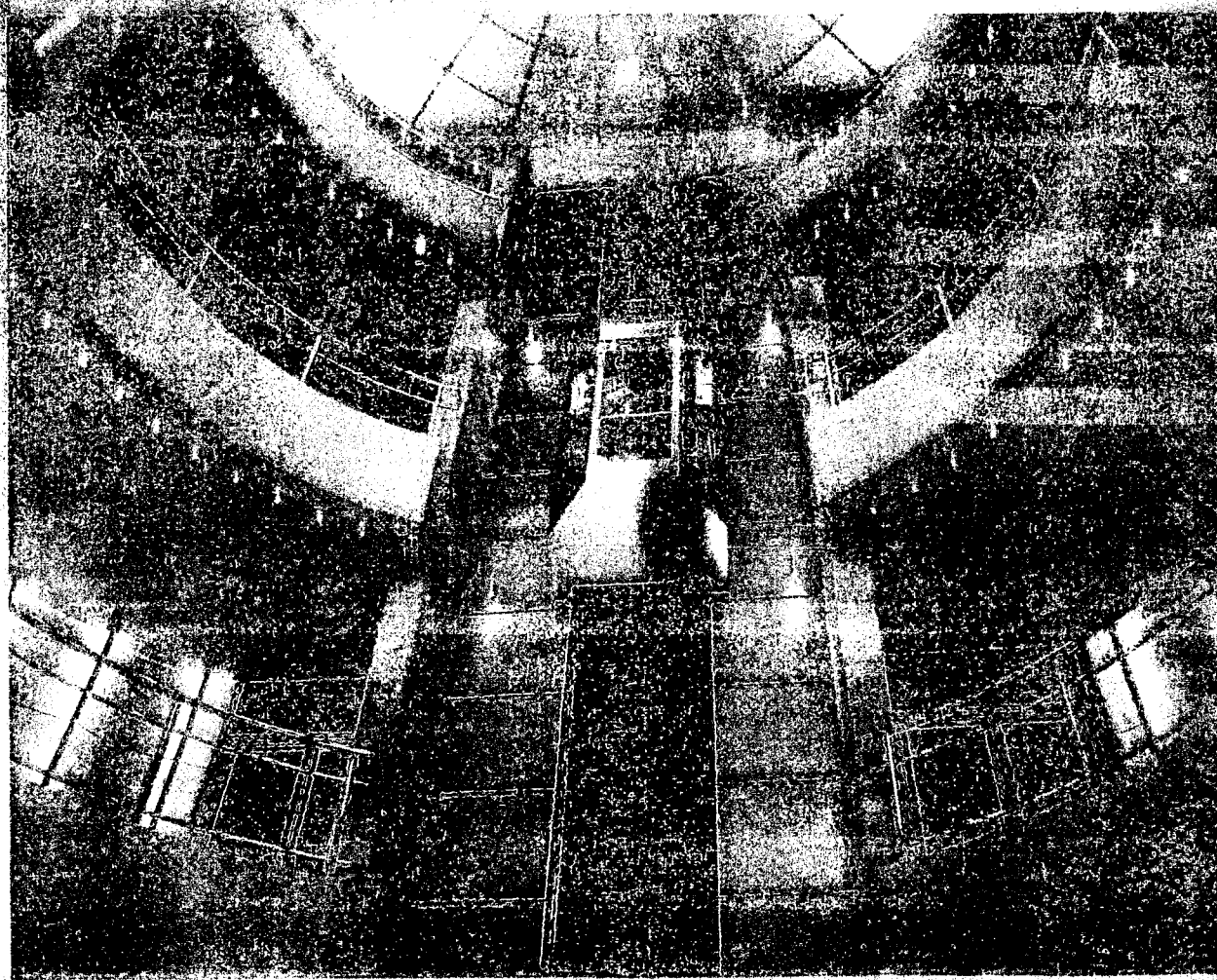


ЛЮБОМИР ЯНОВСКИ

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ЛИФТОВ**



LUBOMIR JANOVSKY

ELEVATOR MECHANICAL DESIGN

Third Edition

Published by ELEVATOR WORLD, INC.

U.S. 1999, reprint 2004

Яновски Л.

Проектирование механического оборудования лифтов. Третье издание:
–М.: Монография. Издательство ACB, 2005, –336 с.

ISBN 1-886-536-26-0

ISBN 5-93093-357-X

Перевод третьего издания монографии «Проектирование механического оборудования лифтов», опубликованного в 1999 г., выходит с согласия издательства Elevator World, Inc.

Все права защищены. Издание и распространение материалов настоящей публикации в любой форме или при помощи любых средств, или хранение в электронной базе данных без письменного разрешения издателя запрещено и регулируется Законом об авторском праве США от 1976 года.

Выдержка из вышеуказанного закона: *«Общество не будет нести ответственность за утверждения или мнения, выдвинутые в рукописной или печатной форме, в такого рода публикациях (В7.1.3)»*

Информация, содержащаяся в настоящей работе получена автором из источников заслуживающих доверие.

Однако ни автор, ни издательство не гарантируют точность или полноту любой информации, содержащейся в настоящей книге.

Ни издатель, ни автор не несут ответственности за любые допущенные ошибки, опечатки или возможный ущерб от использования представленной информации.

Для получения разрешения на изготовление фотокопий для внутреннего или личного использования в целях, не попадающих под действие Закона об авторском праве, следует обращаться в Копировальный Разрешительный Центр РФ.

ISBN 1-886-536-26-0

ISBN 5-93093-357-X

© Любомир Яновски, 2005

© Перевод И.А. Иноземцева, С.Д. Бабичев, 2005

© Оформление, дизайн – Издательство ACB, 2005

ЛЮБОМИР ЯНОВСКИ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛИФТОВ

Третье издание

Перевод ЗАО «АКСЕЛ ЛИФТ» И.А. Иноземцевой
под редакцией С.Д. Бабичева

Научный редактор профессор
Г.Г. Архангельский



Издательство Ассоциации строительных вузов
Москва 2005

Яновски Л.

Проектирование механического оборудования лифтов. Третье издание:
–М.: Монография. Издательство АСВ, 2005, –336 с.

ISBN 1-886-536-26-0

ISBN 5-93093-357-X

В значительной степени модернизированное и расширенное третье издание книги «Проектирование механического оборудования лифтов» представляется весьма полезным благодаря логике и ясности изложения переработанного материала и многочисленных практических примеров расчета.

Как и в первом издании, автор описывает проектирование механического оборудования электрических лифтов, а также рассуждает о том, как и почему принимается то или иное решение при проектировании.

Подробно обсуждаются принципы и концепции проектирования всех компонентов механического оборудования лифта, а там, где необходимо, приводится соответствующий математический анализ. Также дается полное описание и сравнение международных стандартов.

Читательская аудитория: конструкторы, изготовители, специалисты по монтажу и вопросам безопасности, инженеры-электрики, механики, электромеханики, инженеры по транспортировке и вертикальному транспорту, операторы диспетчерской службы контроля за пассажирами лифтов, исследователи и студенты, изучающие вопросы транспорта, архитекторы и инженеры-строители.

ISBN 1-886-536-26-0

ISBN 5-93093-357-X

© Любомир Яновски, 2005

© Перевод И.А. Иноземцева, С.Д. Бабичев, 2005

© Оформление, дизайн – Издательство АСВ, 2005

ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРА К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

Третье издание представляет собой значительно расширенный вариант второго издания книги ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛИФТОВ.

Все главы были пересмотрены и большинство из них были расширены, чтобы учесть мировые достижения в области технологии и совершенствования расчетных методов.

Включено большое количество новых иллюстраций для того, чтобы сделать материал книги более наглядным.

Во многих отношениях шесть лет между выпуском второго и третьего изданий стали революционными.

Появились абсолютно новые концепции в лифтостроении, такие, как лифты без машинного помещения или системы SchindlerMobile®.

Были пересмотрены международные стандарты и приняты новые требования, в частности, положения против неконтролируемого движения поднимающейся кабины, которые должны полностью соответствовать Европейскому Стандарту EN 81-1:1998.

Все эти новые разработки и требования были включены в данную книгу.

Некоторые виды лифтового оборудования со времени второго издания перестали выпускаться или были модифицированы.

Однако многие конструкции лебедок, ловители, буфера и т.д., представленные во втором издании, все еще успешно работают и отражают фактическое положение дел в лифтовой промышленности в настоящее время.

Автор решил показать читателям эволюцию методов проектирования и конструкций.

Автор руководствовался желанием показать читателям, как проектировать узлы механического оборудования электрических лифтов и почему проектирование должно выполняться именно таким образом.

Книга предназначена, прежде всего, для инженеров, проектировщиков, консультантов по лифтам, производителей и инспекторов, а также будет полезна архитекторам, специалистам по безопасности и студентам, для которых проектирование, работа и безопасность лифтов представляет интерес.

Как и во втором издании, многие из моих друзей и коллег внесли свой вклад в эту работу, и мне приятно выразить им благодарность.

Я должен отметить тех, без ободрения и поддержки которых, эта книга никогда бы не была написана: моего старого друга, Мистера Уильяма Стерджена, основателя ELEVATOR WORLD и доктора Дж. Барни, который являлся издателем двух предыдущих книг.

Я многим обязан инженеру Джузеппе Волпе, доктору Давиду Камерону и диплом-инженеру Роланду Ставинога за их содействие и за представление мне многих иллюстраций и технической документации.

Хочу выразить благодарность Миссис Джинджер Макданиел, мисс Терри Вагнер и мисс Джули Страхан из ELEVATOR WORLD за издание книги и техническую помощь, доктору Йири Сойка Чешского Технического университета в Праге за форматирование книги и, наконец (что не менее важно), миссис Риция Хендрик, президенту ELEVATOR WORLD, за проявленное ею прекрасное понимание и опубликование данной книги.

Многие компании и организации способствовали практической ценности книги, представив важную техническую документацию.

Пользуюсь случаем выразить мою искреннюю благодарность всем перечисленным ниже организациям:

Alberto Sassi S.p.A.
Alpha Getriebebau GMBH
ASME (Американское общество инженеров-механиков)
BODE Aufzuge GmbH
British Guide Rails Ltd.
British Ropes Ltd.
Cameron Design
CEITA s.r.l.
CONTITECH Antriebssysteme GmbH
D&D Developments Ltd.
DRAKO Drahtseilerei Gustav Kocks GmbH.
Elevator World Inc.
Elevatori
ELSCO Elevator Safety Company
GIBIERRE s.r.l.
Harmonic Drive
I.G.V. S.p.A.
Ingenieurburo fur Aufzugstechnik.

Kone Corporation.
LM LIFTMATERIAL GmbH.
F.X. Meiller GmbH
Moline Accessories Company.
Oleo International.
Peelle Company.
Savera Group.
Schindler Management AG.
SchindlerMobile AG.
Schwartz GmbH.
Siecor Corporation, Republic Wire and Cable.
Thyssen Aufzuge GmbH.
Titan Machine Corporation.
TWIFLEX Limited.
United Texhnologies, Otis Elevator Company.
VERTISYS Inc.
Wittur Aufzugteile GmbH.
Zahnradfabrik Passau GmbH.

Любомир Яновски
Колин, Чешская Республика Май 1999 г.

ОТ ПЕРЕВОДЧИКА

В последнее десятилетие на внутреннем рынке России все чаще стали появляться лифты зарубежного производства, отличающиеся значительным разнообразием конструкций узлов механического оборудования.

Некоторое различие действующих в России Правил Госгортехнадзора и Международных стандартов промышленной безопасности до недавнего времени создавало определенные трудности при поставке и монтаже лифтов иностранного производства.

Госгортехнадзором совместно с ведущими специалистами лифтовой отрасли начата работа по гармонизации Российских правил безопасности по лифтам с Европейскими и Международными правилами.

Первым этапом этой работы было введение в мае 2003 года в действие новых «Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов», которые в значительной мере приведены в соответствие с Международными стандартами безопасности. В некоторой степени согласованы вопросы терминологии принятой в отечественной практике и за рубежом. Эта работа продолжается.

С целью ознакомления отечественных специалистов лифтовой отрасли с конструктивными особенностями, методами проектирования механического оборудования лифтов зарубежного производства, ЗАО «АКСЕЛ ЛИФТ» взял на себя инициативу перевода с английского языка и опубликования третьего издания книги Любомира Яновского «ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛИФТОВ», выпущенной в США издательством Elevator World, Inc в 1999 году и переизданной им в 2004 году.

Несмотря на то, что с момента третьего издания прошло более четырех лет, материал книги не утратил своей актуальности и в значительной мере отражает современный Мировой уровень лифтостроения.

Рассмотренные автором конструкции узлов механического оборудования электрических лифтов успешно эксплуатируются во многих странах мира, а приведенные в книге аналитические зависимости продолжают использоваться при проектировании лифтов.

В книге приводится сравнительный анализ различных вариантов конструкции основных узлов механического оборудования и устройств безопасности лифтов; теоретические основы расчета и проектирования, а также ряд положений Международных стандартов безопасности.

При переводе книги исправлены некоторые редакционные погрешности оригинала.

В многочисленных примерах расчета сохранена принятая автором международная система единиц.

За редким исключением, основные термины и определения приведены в соответствие с принятыми в отечественной технической литературе по лифтам.

В некоторых случаях более целесообразным казалось сохранение авторской или близкой по смыслу терминологии (выделено курсивом):

«подвесные канаты» — тяговые канаты;
«кратность канатной подвески 1:1; 2:1; 4:1» — 1:1 — прямая подвеска, 2:1 и 4:1 — полиспастная подвеска с кратностью 2 и 4, соответственно;
«тяговый шкив» — канатоведущий шкив трения (КВШ);
«тяговая лебедка» — лебедка с тяговым шкивом;
«привод с жесткой кинематикой» — когда кабина лифта подвешивается к канатам или цепям, приводимым в движение другими способами, а не трением (например, барабанный привод);

«дисковый тормоз» — дисково-колодочный тормоз и т.п.

Книга Л. Яновского может представлять практический интерес для широкого круга специалистов лифтовой отрасли и студентов вузов.

Мы не делаем попытки критического анализа приведенной информации и даем возможность читателям самим ознакомиться с зарубежным опытом расчета и проектирования механического оборудования лифтов.

Отзывы, замечания и пожелания, связанные с настоящим изданием перевода книги Л. Яновского «Проектирование механического оборудования лифтов» просьба направлять в адрес ЗАО АКСЕЛ ЛИФТ или по электронной почте: e-mail: axel@axellift.ru

Генеральный директор ЗАО АКСЕЛ ЛИФТ

С.Д. Бабичев

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- A – тепло, выделяемое при трении о шкив тормоза (кДж/ч)
- C – межцентровое расстояние привода (мм) коэффициент с учетом ускорения, торможения и особых условий монтажа
- D – расчетный диаметр шкива (мм или м)
- D_1 – диаметр червяка (мм)
- D_s – диаметр пружины по оси проволоки (мм)
- E – модуль упругости Юнга (Н/мм²)
- Ek – кинетическая энергия системы двери (Дж)
- F – максимальная статическая нагрузка, действующая на канаты лифта (Н)
- рабочее усилие включения ловителя (Н)
- тормозная сила буфера (Н)
- F_a – осевая нагрузка (Н)
- F_b – тормозная сила (Н)
- F_o – начальная сила торможения масляного буфера (Н)
- F_r – радиальная сила (Н)
- $F_{r\ car}$ – фрикционное сопротивление движению кабины в шахте (Н)
- $F_{r\ cwt}$ – фрикционное сопротивление движению противовеса в шахте (Н)
- F_s – сила, воздействующая на порог кабины при загрузке (выгрузке) (Н)
- F_t – тангенциальная сила (Н)
- F_x, F_y – силы, действующие на направляющие под прямым углом (Н)
- G – модуль упругости кручения (сдвиг) (Н/мм²)
- H – высота подъема (м)
- I – приведенный момент инерции всех движущихся частей системы (кг·м²)
- ток двигателя (А)
- I_1 – момент инерции ротора, тормозного шкива и червяка (кг·м²)
- I_2 – момент инерции червячного колеса и шкива (кг·м²)
- I_3 – приведенный момент инерции всех поступательно движущихся частей лифта (кг·м²)
- J – момент инерции площади поперечного сечения направляющей (мм⁴)
- J_p – полярный момент инерции (относится к оси в центре тяжести площади поперечного сечения) (мм⁴)
- J_s – момент инерции шкива или отводного блока (кг·м²)
- K – масса кабины (кг)
- L – уровень звукового давления (дБ)
- L_b – уровень фонового шума (дБ)
- M – крутящий момент (общее обозначение) (Н·м)
- сумма массы пустой кабины и масс соответствующей части подвесного кабеля и любого компенсирующего устройства, подвешенного к кабине (кг)
- общая нагрузка на буфер (кг)

M_1 – крутящий момент на червяке (Н·м)
 M_2 – крутящий момент на червячном колесе (Н·м)
 M_b – тормозной момент (Н·м)
 M_d – крутящий момент на тихоходном валу (Н·м)
 M_{oz} – изгибающий момент (Н·м)
 M_p – крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения (Н·м)
 M_i – динамический момент (Н·м)
 M_s – крутящий момент на канатоведущем шкиве (Н·м)
 M_{st} – статический крутящий момент (Н·м)
 M_t – момент кручения (Н·мм)
 N – минимальная разрушающая нагрузка одной ветви тягового каната (Н)
 сила нормальной реакции (Н)
 число зубьев червячного колеса
 N_{eq} – эквивалентное число блоков
 N_{eq1} – эквивалентное число канатоведущих шкивов
 N_{eq2} – эквивалентное число отводных блоков
 P – мощность приводного двигателя (кВт)
 $\Delta P, P_v$ – потери мощности (кВт)
 P_e – эквивалентная выходная мощность (кВт)
 P_p – потребляемая мощность двигателя (кВт)
 Q – номинальная грузоподъемность (кг)
 тепло, рассеиваемое корпусом червячного редуктора (кДж/с)
 R – результирующая сила реакции (Н)
 R_a – шероховатость поверхности (мкм)
 S – площадь поперечного сечения (м²)
 внешняя поверхность редуктора (м²)
 S_p – площадь поршня (м²)
 T – общая сила растяжения тяговых канатов (Н)
 тангенциальная сила реакции (сила трения) (Н)
 T_1 – наибольшая статическая сила растяжения канатов, огибающих шкив (Н)
 T_2 – наименьшая статическая сила растяжения канатов, огибающих шкив (Н)
 Z – масса противовеса (кг)
 число зубьев (общее обозначение)
 a – общее обозначение ускорения (м/с²)
 ускорение торможения кабины (м/с²)
 a_o – ускорение начального замедления кабины (м/с²)
 b – ширина зоны подрезания ручья шкива (мм)
 ширина кабины (мм)
 c – глубина кабины (мм)
 жесткость пружины (Н/м)
 теплоемкость (Дж кг⁻¹ °С⁻¹)

d – номинальный диаметр каната (мм)
 диаметр проволоки цилиндрической пружины (мм)
 расстояние между направляющими (мм)
 e – основание натуральных логарифмов
 эксцентриситет тормозной силы (мм)
 e_x, e_y – эксцентриситеты центра тяжести груза в кабине (мм)
 f – коэффициент запаса разрывного усилия тяговых канатов подвески
 коэффициент трения в ручье канатоведущего шкива
 f_r – резонансная частота (1/с)
 g_n – ускорение свободного падения (м/с²)
 h – вертикальное расстояние между направляющими башмаками (мм)
 общий ход буфера (мм)
 i – кратность канатной подвески (канатный фактор)
 радиус инерции (мм)
 i_G, i_P – передаточное число
 k – коэффициент теплопередачи (кДж·м⁻²·к⁻¹·с⁻¹)
 k_P – коэффициент соотношения между диаметром шкива и отводного блока
 l – длина нарезной части барабана (мм)
 длина цилиндрической пружины, подверженной скручиванию (мм)
 шаг установки кронштейнов направляющих (мм)
 общий пролет балки (мм)
 свободная длина стоек (мм)
 l_k – максимальное расстояние между кронштейнами направляющих (мм)
 m – общая масса (кг)
 m_L – масса одной ветви тягового каната (кг)
 m_b – масса опорных балок под лебедкой (кг)
 m_m – масса лебедки, включая раму (кг)
 m_s – масса источника вибрации (кг)
 m_{sr} – приведенная масса шкива или блока (кг)
 n – частота вращения об/мин (г.р.м)
 число ветвей канатов подвески
 число заходов червяка
 число рабочих витков пружины
 n_1 – частота вращения червяка, об/мин (г.р.м)
 n_2 – частота вращения вала двигателя в начале торможения, об/мин (г.р.м)
 p – контактное давление (Н/мм²)
 q – погонная нагрузка (кг/м)
 q_e – погонная масса подвесного кабеля (кг/м)
 q_k – погонная масса компенсирующего кабеля (кг/м)
 q_L – погонная масса подвесных тяговых канатов (кг/м)

q_0 — общая площадь выходных отверстий масляного буфера (м²)
 q_y — общая площадь выходных отверстий под поршнем (м²)
 s — жесткость амортизаторов рамы лебедки (Н/м)
 t — шаг винтовой канавки барабана (мм)
 осевой шаг червяка (мм)
 общее время (с)
 t_b — время торможения (с)
 v — номинальная скорость (м/с)
 v_a — средняя скорость двери (м/с)
 v_C — скорость каната (м/с)
 $v_{\max}$ — максимальная скорость двери (м/с)
 v_p — окружностная скорость червяка (м/с)
 v_s — скорость скольжения в зацеплении (м/с)
 w — скорость разгрузки (подачи) (м/с)
 x — сжатие буфера (мм)
 y — варьируемая величина длины подвесного кабеля под кабиной (м)
 прогиб направляющей (мм)
 радиальный прогиб червяка в точке зацепления (мм)
 z — число включений (пусков) в час (1/ч)
 варьируемое расстояние от кабины до ее самого низкого уровня (м)
 α — угол охвата тягового шкива
 угол клина (ловитель резкого торможения)
 коэффициент теплопередачи (Дж м⁻² 0С⁻¹ с⁻¹)
 α_n — угол зацепления (в червячной передаче)
 β — угол подреза ручья канатоведущего шкива
 γ — угол клинового ручья обода канатоведущего шкива (V)
 плотность масла (кг/м³)
 δ — угол зоны контакта каната и поверхности ручья канатоведущего шкива, измеренный относительно вертикали
 ε — угловое ускорение торможения (1/с²)
 коэффициент нагрузки (%)
 φ — угол деформации изгиба (рад)
 φ' — угол зоны контакта каната и ручья шкива полукруглой формы или с подрезом
 угол трения червячной передачи
 угол кручения (рад)
 φ'_1 — угол трения между клином и клиновой колодкой ловителя резкого торможения
 φ'_2 — угол трения между клином и поверхностью направляющей
 λ — угол подъема винтовой линии зуба червяка
 коэффициент гибкости

μ – приведенное значение коэффициента трения между канатом и ручьем шкива
 коэффициент трения в червячном зацеплении
 коэффициент расхода
 ν – вязкость масла ($\text{мм}^2/\text{с}$)
 η_c – КПД цепного привода
 η_G – прямой КПД червячной передачи (ведущий червяк)
 η_G' – обратный КПД червячной передачи (ведущее колесо)
 η_L – КПД подшипника
 η_m – КПД двигателя
 η_o – полное значение КПД червячной передачи при ведущем червяке
 η_o' – полное значение КПД червячной передачи при ведущем червячном колесе
 η_{RS} – КПД канатной системы
 η_s – КПД канатоведущего шкива
 η_2 – КПД механической системы в условиях торможения
 ψ – коэффициент, показывающий % части груза, уравновешиваемого противовесом
 σ_k – напряжение в направляющих благодаря работе ловителя ($\text{Н}/\text{мм}^2$)
 ϑ – температура (общее обозначение) ($^{\circ}\text{C}$)
 τ – константа времени нагрева (с)
 θ – коэффициент соотношения M и $(Q+K)$
 $\Delta\theta$ – увеличение температуры (K)
 Θ_a – температура атмосферного воздуха ($^{\circ}\text{C}$)
 Θ_L – максимально допустимая температура масла в редукторе лебедки ($^{\circ}\text{C}$)
 ϖ – угловая скорость ($1/\text{с}$)
 фактор продольного изгиба

1. МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ

1.1. Общие положения

Лифт представляет собой подъемное оборудование, обслуживающее два или более этажей, включающее кабину для транспортировки пассажиров и/или других грузов, которая движется между жесткими направляющими рельсами, расположенным вертикально или с отклонением от вертикали не более чем на 15° .

Лифты могут классифицироваться в соответствии с несколькими отличительными признаками.

Наиболее важным отличительным признаком является применяемая система привода, принципиально отличающаяся по конструкции и составу оборудования.

Классификация по этому признаку следующая:

- (1) электрические лифты;
- (2) гидравлические лифты.

Электрические лифты могут быть:

(а) *с тяговым приводом*, когда канаты лифта двигаются благодаря трению в ручьях приводного шкива лебедки;

(б) *привод с жесткой кинематикой*, когда кабина лифта подвешивается к канатам или цепям, приводимым в движение другими способами, а не трением (например барабанный привод);

(с) *привод с линейным индукционным двигателем (LIM)*, где движущая сила действует непосредственно на кабину или противовес лифта;

(д) *привод SchindlerMobile®*: объединяющая свободно стоящие конструкции колонн и кабину, оборудованную автономным приводом.

Основными параметрами технической характеристики лифта является номинальная грузоподъемность Q (кг) и номинальная скорость v (м/с).

По этим основным параметрам создается оборудование и гарантируется их обеспечение изготовителем.

В Европе значения номинальной грузоподъемности определяются из нормального ряда R10 предпочтительных чисел международной системы ISO, тогда как выбор номинальной скорости производится на основе ряда R5.

Округленные значения соответствующих величин приведены в табл.1.1. Числа верхней строки представляют значения ряда R5, тогда как остальные – соответствуют ряду R10.

Таблица 1.1

Значения рядов R5 и R10

ряд R5-множитель.....	1,60
ряд R10- множитель.....	1,25
1,00 1,60 2,50 4,00 6,30 10,00	
2,00 1,25 2,00 3,15 5,00 8,00	

При проведении любых расчетов масса одного пассажира принимается равной 75 кг.

Другими техническими параметрами являются:

- (а) высота подъема, число и расположение остановок;
- (б) размеры шахты лифта, кабины и машинного помещения;
- (с) напряжение питания от сети переменного тока, число пусков в час и коэффициент нагрузки (номинальное значение);
- (d) система управления;
- (е) расположение шахтных дверей и дверей кабины, тип привода;
- (f) число лифтов и их расположение в здании;
- (g) условия окружающей среды.

1.2. Лифты с тяговым приводом

Стандартом ISO 4190 предусматривается пять классов лифтов с электрическим тяговым приводом, с указанием их основных характеристик, касающихся грузоподъемности, скорости и способа размещения.

Основные части лифтов с тяговым фрикционным приводом следующие:

(а) Средства подвески кабины и противовеса, которые представлены стальными проволочными канатами.

(b) Лебедка, которая является силовой установкой, и состоит из:

- электрического двигателя,
- механического редуктора,
- тормоза,
- тягового шкива (КВШ),
- муфты, валов, цапф и подшипников,
- рамы (опорная плита).

(с) Кабина, которая перевозит пассажиров и/или другие грузы. Она состоит из подвески, металлического каркаса, соединенного с подвесными средствами, платформы, которая составляет пол кабины и напрямую воспринимает нагрузку и ограждение кабины, прикрепленное к платформе кабины.

Компонентами её механического оборудования являются:

- механизм подвески канатов,
- направляющие башмаки, которые обеспечивают направление движения кабины вдоль траектории,
- ловитель,
- дверь и привод дверей кабины.

(d) Противовес для уравнивания силы тяжести массы кабины и части массы номинального груза.

(е) Шахта лифта, место, полностью или частично огороженное, которое простирается от пола приямка до перекрытия, в котором движется кабина и, если есть, то и противовес. Она оборудована направляющими кабины и противовеса, дверями посадочных площадок, буферами или упорами в приямке.

(f) Ловитель, механическое устройство для остановки и удержания кабины или противовеса на направляющих в случае обрыва, ослабления натяжения канатов подвески или если скорость опускающейся кабины (противовеса) превышает номинальную скорость на заранее установленную величину.

Тормозное действие ловителя инициируется ограничителем скорости, обычно расположенным в машинном помещении.

(g) Буфера представляющие собой устройство плавного замедления кабины за пределами нижнего расчетного положения кабины или противовеса. Они могут быть полиуретановыми, пружинного или масляного типа в зависимости от номинальной скорости и предназначенными для накопления или рассеивания кинетической энергии кабины или противовеса.

(h) Электрические устройства, включающие электрические устройства безопасности и освещения.

(i) Контроллер.

Типичная установка электрического пассажирского лифта показана на рис. 1.1.

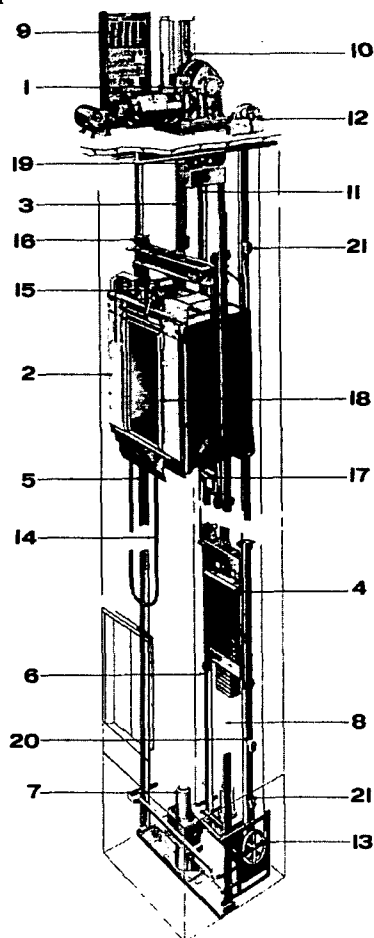


Рис. 1.1. Типовой пассажирский лифт (Otis Elevator Co): 1 – лебедка, 2 – кабина, 3 – канаты подвески, 4 – противовес, 5 – направляющие кабины, 6 – направляющие противовеса, 7 – буфер кабины, 8 – буфер противовеса, 9 – контроллер, 10 – копир-аппарат, 11 – лента привода копир-аппарата, 12 – ограничитель скорости, 13 – натяжное устройство ограничителя скорости, 14 – подвесной кабель, 15 – привод дверей, 16 – роликовые башмаки, 17 – ловитель кабины, 18 – устройство безопасности двери, 19 – отводной блок, 20 – конечный выключатель, 21 – нижний конечный выключатель

1.3. Лифты с линейным индукционным приводным двигателем

Линейный индукционный привод (ЛИМ) – довольно новая революционная разработка в лифтовой технологии.

Могут применяться две основные концепции привода LIM.

(а) Двигатель линейной индукции составляет часть конструкции противовеса, а механическая связь между кабиной и противовесом осуществляется посредством подвесных канатов, огибающих не приводной шкив наверху шахты.

Эта система была представлена Otis Elevator Company of United Technologies, США и Nippon Otis Elevator Company в Японии.

Была создана компьютерная модель, а первая конструкция лифта была испытана в Исследовательском Центре United Technologies в Фармингтоне, Коннектикут.

Иллюстрация этой модели лифта представлена на рис.1.2.

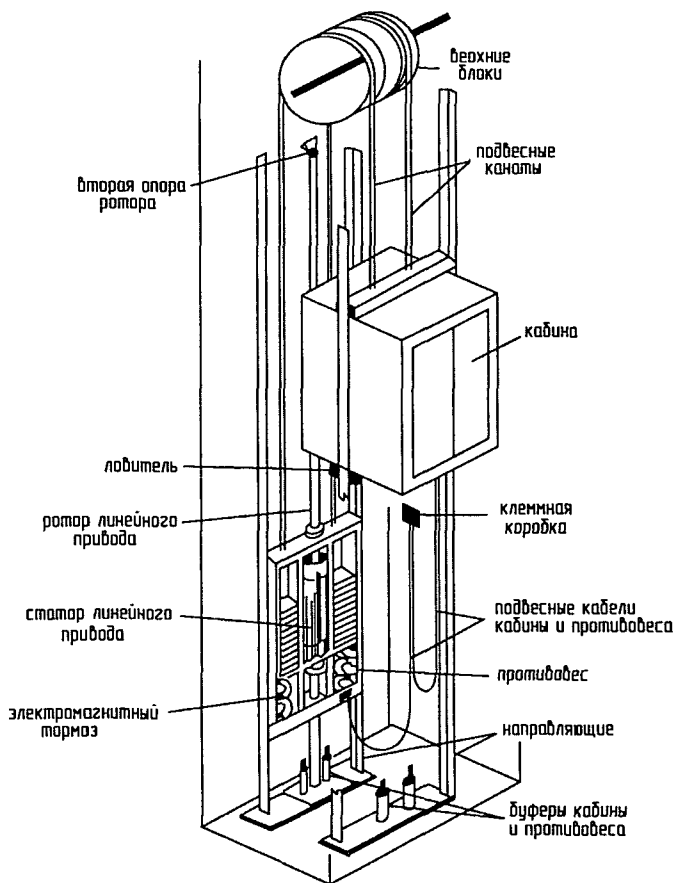


Рис. 1.2. Система LIM привода со статором, выполненным как составная часть противовеса

Основная часть LIM привода, эквивалентная традиционному статору, трубчатой формы состоит из железных пластин, расположенных по кругу и удерживаемых вместе железными кольцами. Она составляет часть конструкции противовеса, вместе с тормозами, роликовыми башмаками и датчиком скорости.

Вторая часть линейного двигателя представлена стальной трубчатой колонной с алюминиевым покрытием, которая проходит через противовес и располагается по всей длине пути подъема. Она закрепляется на конструкции шахты. При подаче тока в обмотки статора генерируется поток магнитной индукции, который создает силу, перемещающую противовес вдоль центральной колонны.

Трубчатая форма мотора кажется выгодной, т.к. она может компенсировать силы притяжения без применения сложного механизма обеспечения постоянства воздушного зазора.

Ограничитель скорости расположен в прямке.

Тормозная сила прикладывается непосредственно к направляющим противовеса.

Тормозная система схематично представлена на рис.1.3

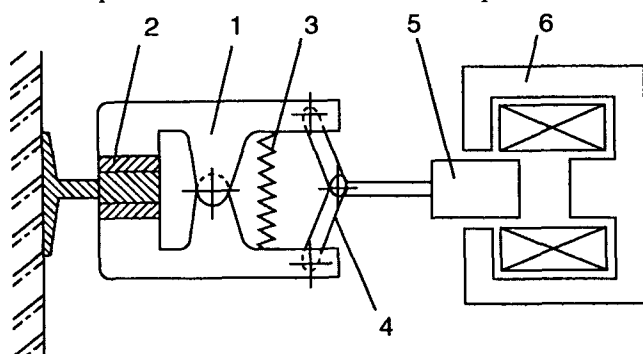


Рис. 1.3. Тормозная система:
1 – рычаг, 2 – тормозная колодка, 3 – пружина, 4 – тяга рычажной системы, 5 – якорь магнита, 6 – электромагнит

Когда тормоз начинает работать при отключении электромагнита 6, тормозные колодки 2 сжимают направляющую и лифт останавливается.

Тормозная сила создается пружиной 3, действующая на рычаги 1, с которыми также соединены тяги растормаживающего механизма с якорем электромагнита 5.

Так как привод включен в противовес, машинное помещение не требуется.

Общий вид шахты с приводом LIM, входящим в состав противовеса, тормозами и роликовыми башмаками показан на рис. 1.4.

Хотя подвеска колонны ротора вверх шахты увеличивает нагрузку на конструкцию здания, компенсация этого недостатка обеспечивается отсутствием верхнего машинного помещения. К тому же исключение необходимости передачи тягового усилия шкивами в верхней части шахты уменьшило нагрузку на опоры шкивов. Это уменьшает нагрузку на конструкцию здания, и уменьшает пусковой момент, связанный с преодолением инерционных сил, также как и величину пускового тока привода. В будущем для снижения массы кабины планируется использовать космические материалы, включая композитные.

Рис. 1.4. Общий вид шахты с приводом LIM



В настоящее время максимальная величина номинальной скорости новой системы составляет 1,75 м/с.

В традиционном приводе необходимость использования редуктора для уменьшения скорости приводит к снижению коэффициента полезного действия (КПД) механической системы.

При сравнении с гидравлическим приводом аналогичных возможностей экономия энергии становится еще более заметной.

Устраняется шум, создаваемый редуктором, насосом и подшипниками.

Повышение КПД и связанное с этим уменьшение необходимой мощности привода, при существенном снижении уровня шума, являются ключевыми целями рассматриваемой новой разработки.

При использовании линейного привода сохранены все принятые характеристики и устройства безопасности традиционных лифтов: ловители кабины, ограничитель скорости, конечные выключатели, система пожарной безопасности и т.д.

Поддерживается резервная электрическая система с автономным батарейным питанием так, что при разрыве силовой сети тормоз может быть отключен, а кабина переместиться к ближайшей остановке.

Во время написания данной книги правила и положения, включенные в действующий кодекс безопасности, не допускают лифт с приводом LIM и требуют изменения для дальнейшего применения этой системы.

Например, в американских правилах безопасного применения лифтов (**Amtrican Sandard Safety Cjlt for Elevators A 17.1-1996 Rule 101.6**) сказано, что лебедка не должна располагаться в шахте лифта и, в соответствии с правилами **Rule 208.1**, все лебедки должны быть тягового типа или с канатным барабаном, к которым должны предъявляться весьма жесткие требования.

Правило 6.1.1 (**Rule 6.1.1**) европейского стандарта EN 81-1:1998 говорит о том, что лебедки и связанное с ними оборудование должно размещаться в особом помещении. В разделе 12.2.1 (**Rule 12.2.1**) того же стандарта указано, что допускается только два метода движения лифта: посредством тягового шкива трения или жесткого привода (барabanного или цепного).

Та же ситуация, что из приводом LIM, сложилась с, так называемыми, лифтами без машинного помещения (roomless elevators), у которых привод располагается непосредственно в шахте (см. раздел 4.3) и с системой **Schindler Mobile®** (см. раздел 1.4).

(b) Другой подход к новой концепции – безканатный лифт с приводом LIM предложен корпорацией **Mitsubishi Electric**, как эффективное решение вертикальной транспорта для сверх-высотных зданий будущего.

Установка линейного привода на кабине привела к созданию самодвижущегося лифта, который долгое время оставался мечтой инженеров лифтовой специализации и архитекторов.

Инженеры Mitsubishi предлагают систему из нескольких лифтов, движущихся в одной шахте.

Такой подход приведет к двум значительным усовершенствованиям стандартных решений:

- уменьшение площади поперечного сечения шахты;
- исключается канатная подвеска, так как отпадает необходимость в противовесе.

Применение подвесных канатов в сверх – высотных зданиях ограничено величиной предела прочности.

С другой стороны, потребуется большая мощность привода и усложнится система безопасности.

На рис. 1.5 показана система с двумя кабинами лифта А и Б.

Линейный двигатель имеет плоскую форму.

Статор 1 состоит из четырех частей симметрично расположенных в шахте вдоль направляющих.

Вторая роторная часть 2 двигателя представлена постоянным магнитом, закрепленным на боковых стенках кабины, обращенным к обмоткам статора.

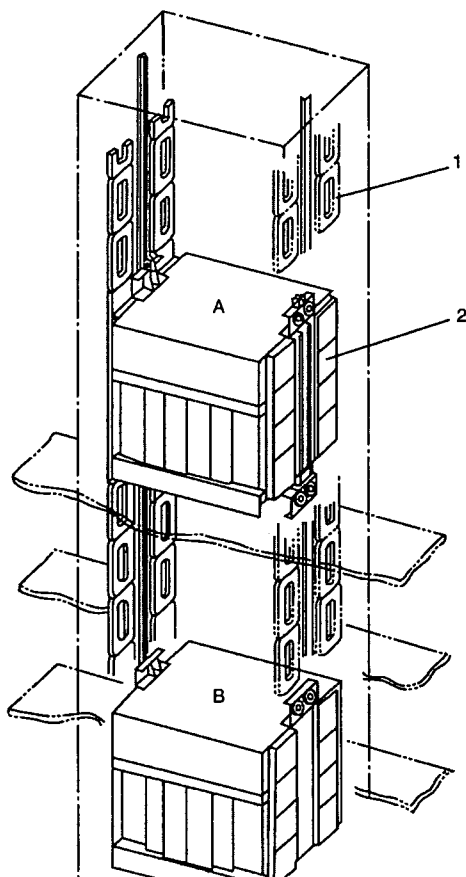


Рис. 1.5. Система с двумя кабинами и статором, расположенном в шахте:
1 – статор, 2 – ротор

Толщина постоянного магнита около 5 мм, такая же, как у металлического листа ограждения.

Магнит покрыт тонким слоем пластика, чтобы облегчить удаление железной пыли, осевшей на его поверхности.

Первичная статорная часть разбита на секции, соответствующие высоте этажа, каждая из которых имеет длину от середины одного этажа до середины смежного.

Положение каждой кабины контролируется и соответствующие секции статора получают питание от частотного преобразователя VVVF в зависимости от положения кабин.

При сбое в электроснабжении статорные обмотки закорачиваются и кабина опускается в режиме динамического торможения.

Предполагая, что активное сопротивление статорной обмотки составляет всего 5% её полного сопротивления, скорость опускающейся кабины не должна превышать 5% номинального значения.

Тормозная система лифта полностью аналогична рассмотренного выше варианта (а).

1.4. SchindlerMobile®

Это совершенно новая техническая концепция, которая отличается от всего, что было представлено ранее в области вертикального транспорта.

SchindlerMobile® включает свободно стоящую конструкцию вертикальной направляющей стойки и самодвижущееся средство, установленное на кабине лифта.

Эта уникальная лифтовая система не нуждается ни в машинном помещении, ни в жесткой шахте, как в типовой конструкции лифтов.

Передача шума в здание незначительная.

Ключевыми компонентами данной конструкции являются две свободно стоящие полые алюминиевые колонны с особыми ходовыми поверхностями для направления кабины вдоль вертикальной траектории.

Каждая колонна сбоку поддерживается звукоизолирующими кронштейнами, прикрепленными только к одной стене наверху и к плите пола.

Профиль поперечного сечения овальной формы колонны показан на рис.1.6. Он получается методом экструзии и его погонная масса составляет 22,7 кг на метр длины.

Самодвижущееся средство состоит из пассажирской кабины, частотно-регулируемого привода и микропроцессорной системы управления.

Часть системы состоит из приводных колеса с приводным блоком и не приводных колеса, расположенных с противоположной стороны колонн, с пружинным механизмом прижатия для создания достаточного сцепления колес фрикционного привода.



Рис. 1.6. Профиль поперечного сечения алюминиевой колонны

Этот простой принцип облегчает кабине движение вверх и вниз вдоль колонн без подвесных канатов.

И приводные и не приводные колеса имеют полиуретановые бандажы для увеличения коэффициента трения.

Величина сцепления в небольшой степени подвержена влиянию пыли, влаги или следов масла.

Кабина лифта плавно разгоняется и тормозится при очень хорошей точности остановки.

Собранная кабина с колоннами, поднятыми краном до опускания в здание показана на рис.1.7.

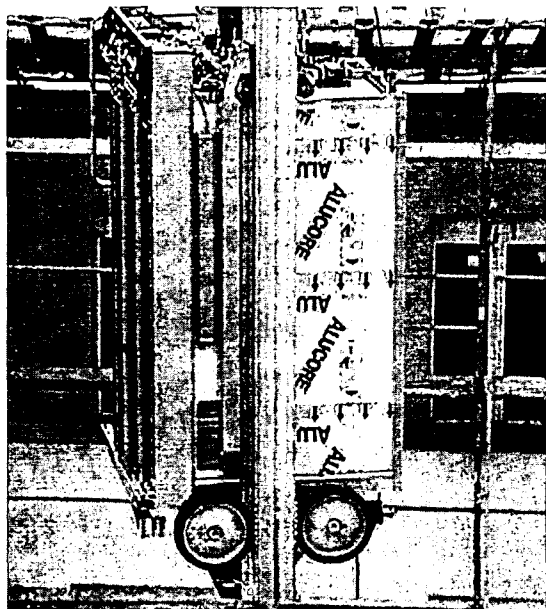


Рис. 1.7. Собранная кабина, поднятая краном перед опусканием внутрь здания

Другими важными компонентами являются два противовеса, связанные с рамой кабины подвесными канатами, которые двигаются внутри стоек и направляются роликовыми башмаками.

Отклоняющие блоки располагаются наверху стоек.

Противовесы компенсируют вес конструкции кабины плюс 20% силы тяжести массы номинального груза.

Форма блоков противовеса, размещенных в стойке, показана на рис.1.8.

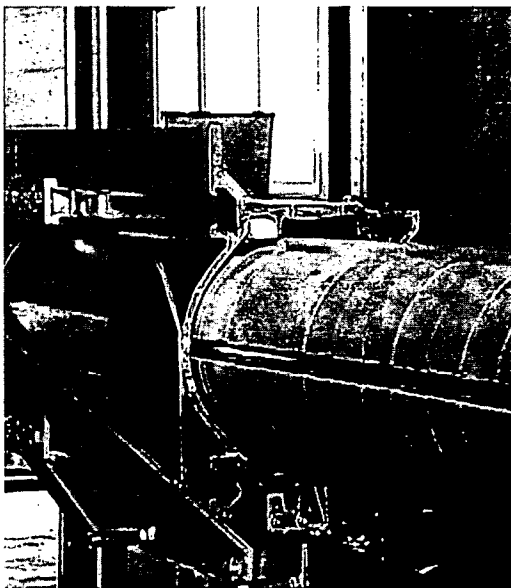


Рис. 1.8. Блоки противовеса с колонной

Компактный блок привода состоит из асинхронного электродвигателя, механического редуктора, дискового тормоза и преобразователя частоты.

Редуктор представлен волновой передачей (см. Раздел 4.1.4).

Этот тип редуктора использовался NASA из-за его высокой эффективности, низкого уровня шума, небольших габаритов и небольшого веса.

Сочетание вышеуказанных компонентов привода и систем управления говорит о высоких характеристиках привода с уменьшенным потреблением энергии и низким номинальным током электропитания.

Фотография кабины, показывающая приводной блок с приводными, не приводными колесами и контроллером, показана на рис.1.9.

На рис. 1.10 можно увидеть полностью собранный приводной вал, включая асинхронный электродвигатель, двойной дисковой тормоз, волновой редуктор, приводные колеса и роликовые подшипники, которыми вал поддерживается в литом корпусе, смонтированном под каркасом кабины.

SchindlerMobile® оборудован автоматической системой для эвакуации пассажиров при несчастных случаях без посторонней помощи.

Очень низка вероятность того, что кабина лифта застрянет между этажами, и пассажиры окажутся в ловушке.

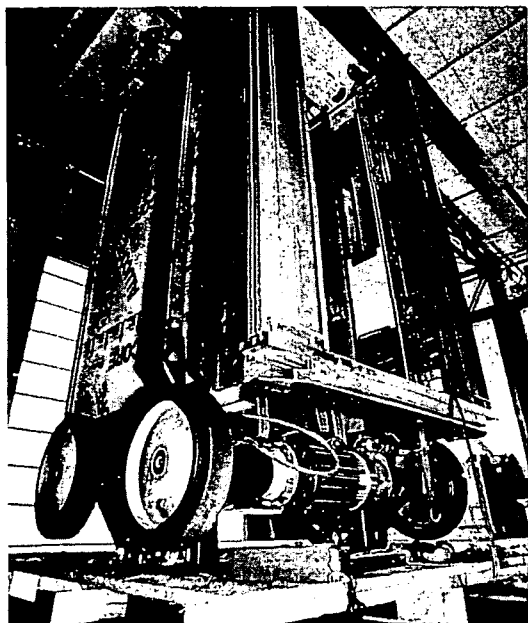


Рис. 1.9. Кабина с приводом, колесами и контроллером

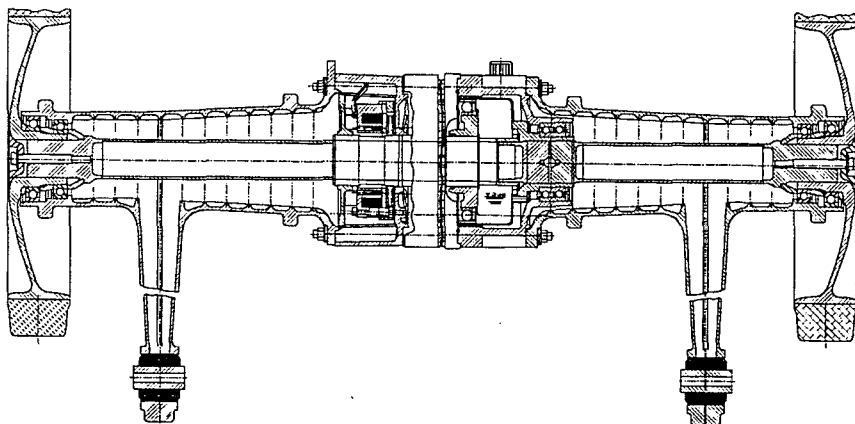


Рис. 1.10. Приводной вал SchindlerMobile®

Если электропитание даст сбой или в двигателе или системе управления возникнет неисправность, система переключится на работу от аккумулятора, который находится в блоке привода. Вспомогательный двигатель приводит в движение колеса и доставит лифт на ближайший этаж, где кабина остановится, и дверь откроется.

По соображениям безопасности лифт имеет стандартный ловитель, приводимый в движение ограничителем скорости в случае неконтролируемого движения кабины в направлении вниз.

Неконтролируемое движение вверх маловероятно в связи с уравниванием только 20% силы тяжести груза номинальной массы.

Основными преимуществами этой системы являются уменьшение необходимой площади, большая гибкость в размещении и монтаже оборудования, значительное снижение первоначальной цены по сравнению с традиционными системами вертикального транспорта.

Эта конструкция лифта удобна для пассажирских лифтов небольшой грузоподъемности до номинальной величины в 630 кг, подходит для жилых и общественных зданий с количеством этажей до 8.

Первая модель получила название SchindlerMobile® 630 и имела следующие технические характеристики:

Номинальная грузоподъемность – 630 кг (8 человек).

Номинальная скорость – 0,63 м/с.

Максимальная высота подъема – 20,3 м.

Максимальное количество остановок – 8, все на одной и той же стороне.

Размеры кабины-1100×1400×2200 мм (ширина × глубина × высота).

Двери – четырех створчатые центрального открывания, автоматические раздвижные.

Система привода – частотно регулируемый привод.

Механический редуктор- волновой редуктор.

Число включений в час – 120.

Точность остановки ± 3 мм.

Система управления- микропроцессорная, собирательная.

Внутренние размеры шахты – 1600 x 1800 мм (ширина x глубина).

Минимальная глубина прямка – 1100 мм.

Минимальная высота верхнего этажа- 3120 мм.

Электропитание – 400 В/230 В/50 Гц.

Мощность мотора – 3,4 кВт.

Пусковой ток – 10 А.

Номинальный ток – от 3 до 10 А.

Автоматические двери – свободный проем 900 мм облегчает легкий доступ инвалидов в инвалидных колясках.

Пассажир, подходящий к лифту, не только вызывает его нажатием кнопки на панели управления, но одновременно выбирает желательный этаж.

Специальная кнопка предусматривается для того, чтобы продолжительно удерживать дверь открытой для инвалидов на креслах-колясках, матерей с детскими колясками и людей с физическими отклонениями.

Все двери оборудованы инфракрасным световым барьером для защиты пассажиров от получения ушибов створками дверей при их закрывании.

SchindlerMobile® предварительно собирается и испытывается на заводе как полностью готовый продукт.

В требуемый срок его отвозят на место установки, поднимают краном и опускают в шахту через отверстие, специально оставленное для этой цели на крыше здания. Окончательный монтаж лифта занимает два или три дня, что является значительным преимуществом по сравнению с установкой стандартных лифтов.

2. ПОДВЕСКА КАБИНЫ И ПРОТИВОВЕСА

2.1. Способы подвески и выравнивающее устройство

Кабины и противовесы подвешиваются на стальных проволочных канатах, роликовых или пластинчатых цепях (тип Galle).

Так как в настоящее время цепи в лифтах используются нечасто, внимание будет уделено канатной подвеске.

Канаты лифта закрепляются на поперечной балке рамы кабины или огибают закрепленные на ней отклоняющие блоки, если применяется не прямая канатная подвеска, отличная от схемы 1:1. Подвешивание каждого каната должно быть автономным.

Минимальное число ветвей канатной подвески принимается не менее 3 для лифтов с канатоведущим шкивом и два для жестких приводов в США, тогда как в Европе независимо от типа привода не менее 2.

По крайней мере, с одной стороны канатной подвески, должно устанавливаться устройство автоматического выравнивания натяжения отдельных ветвей каната.

Это устройство обычно представлено выравнивающим механизмом индивидуального типа на основе применения пружин сжатия. Подобное устройство, состоящее из клиновой втулки со стальной винтовой пружиной, показано на рис. 2.1, а с резиновыми амортизаторами – на рис. 2.2.

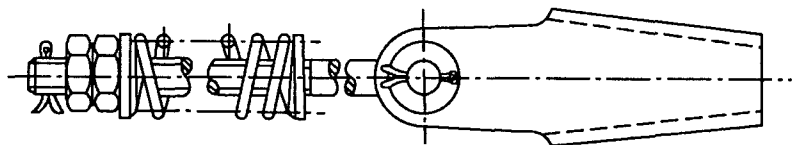


Рис. 2.1. Устройство подвески с цилиндрической пружиной

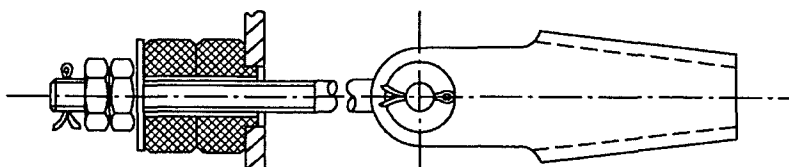


Рис. 2.2. Устройство подвески с резиновыми амортизаторами

Тогда как зависимость между силой сжатия и деформацией цилиндрической пружины имеет линейный характер, при использовании резиновых амортизаторов линейность практически сохраняется только в рабочем диапазоне изменения нагрузки (до максимальной статической нагрузки), только при перегрузки кривая зависимости становится более крутой (рис.2.3).

Необходимо обратить внимание, что выравнивающее устройство пружинного типа не может гарантировать равномерного распределения сил растяжения по отдельным ветвям канатной подвески.

Её применение обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по сравнению с системой жесткого крепления канатов, но, в общем, достижение совершенного выравнивания невозможно.

Наиболее благоприятного распределения нагрузки по отдельным ветвям канатной подвески можно достигнуть с помощью механизма балансирной подвески, состоящей из шарнирно соединенных рычагов; на рис. 2.4. показаны схемы для двух, трех и четырех канатов.

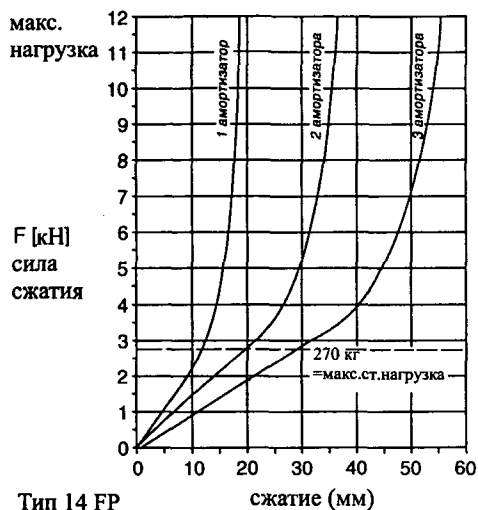


Рис. 2.3. График зависимости силы сжатия от деформации для резиновых упругих амортизаторов (Gustav Kocks GmbH)

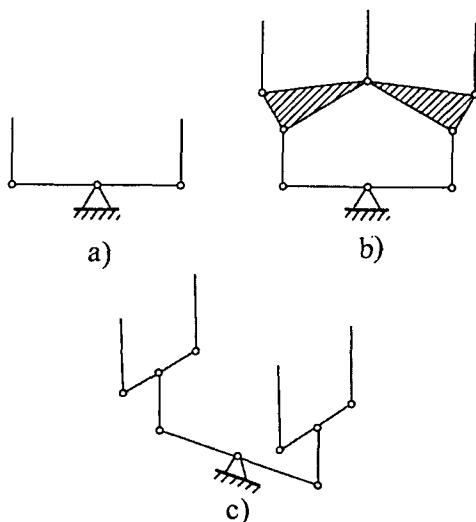


Рис. 2.4. Выравнивающий механизм подвески для (а) двух, (б) трех и (в) четырех канатов

Механизм для двух канатов очень прост; каждый из них проходит над зоной подвески (не показан на рис. 2.4) и шарнирно соединяется с одной стороной равноплечего рычага балансира, который может свободно поворачиваться так, что если один канат растягивается больше чем другой, он занимает наклонное положение, и в результате оба каната имеют одинаковое натяжение.

Механизм балансирной подвески для большего количества канатов получается более сложным и в настоящее время применяется реже.

Все подвесные канаты должны быть правильно установлены и закреплены на одинаковом расстоянии.

Весьма затруднительно обеспечить одинаковое натяжение, так как много факторов влияет на распределение нагрузки по отдельным ветвям, однако неправильная регулировка крепления канатов должна быть исключена.

Существует несколько методов контроля натяжения канатов.

Опытные специалисты службы сервиса или инспекторы должны уметь определять степень различия натяжения, путем ощущения сопротивления воз-

действию горизонтальной силы на каждый канат или путем наблюдения за вибрацией каждого каната после поперечного щипка; однако предпочтение следует отдавать применению измерителя натяжения.

Это устройство измеряет силу изгиба натянутого каната на фиксированном участке длины, которая пропорциональна натяжению каната.

На рис. 2.5 показано трех точечный измеритель натяжения.

Давление ролика **C** создает поперечную силу на канат, вызывая реакции опор **A** и **B**. Положение опор можно изменять в соответствии с диаметром каната. Действие поперечных сил на раму прибора вызывает её деформацию и изменяет расстояние **d**, которое пропорционально силе натяжения каната.

Эта величина может считываться со шкалы стрелочного индикатора **D**.

Трех точечный измеритель подходит для сравнительных измерений однотипных канатов, т.е. канатов, прикрепленных к тому же самому выравнивающему устройству.

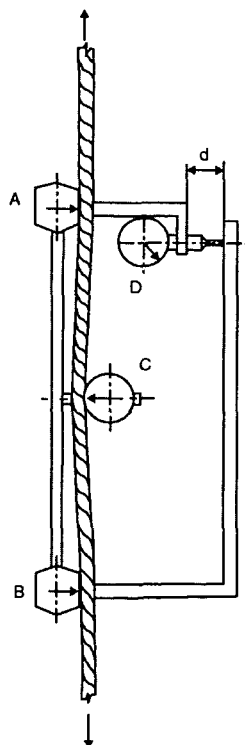


Рис. 2.5. Трех точечный измеритель натяжения каната

2.2. Классификация, конструкция и рекомендации по выбору канатов лифта

Размер каната определяется его номинальным диаметром, указанным изготовителем канатов.

В соответствии с нормативом **BS 302:Part 4:1987** фактический диаметр каната должен находиться в пределах $\pm 4\%$ номинального значения для канатов диаметром до 10 мм и в пределах $\pm 3\%$ для диаметров больше 10 мм, измеренных при натяжении, равном приблизительно 10% минимальной разрушающей нагрузки.

Фактический диаметр, измеренный на прямолинейном участке каната без натяжения, должен быть равен номинальному диаметру с допустимым отклонением от $+6\%$ до $+2\%$ для канатов диаметром до 10 мм и от $+5\%$ до $+2\%$ для канатов диаметром более 10 мм.

Фактический диаметр должен быть тщательно измерен в двух точках, расположенных на расстоянии не менее одного метра друг от друга, и в каждой точке измерение следует производить в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Среднее значение измерений должно быть в допустимых пределах, указанных выше, и максимальная разница между четырьмя измерениями не должна превышать 3% величины номинального диаметра.

Метод измерения диаметра каната показан на рис. 2.6. Необходимо использовать кронциркуль с зажимами достаточной ширины для охвата не менее двух примыкающих прядей.

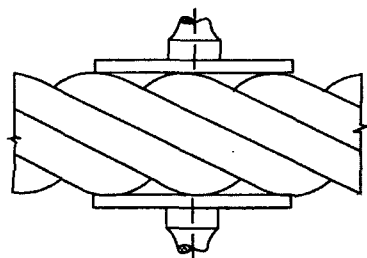


Рис. 2.6. Метод измерения диаметра каната

Если штангенциркуль или его эквивалент используется для приблизительного измерения диаметра каната, измерение следует производить между наиболее удаленными точками прядей, как показано на рис.2.7. Измерение с плоской стороны прядей будет неверным.

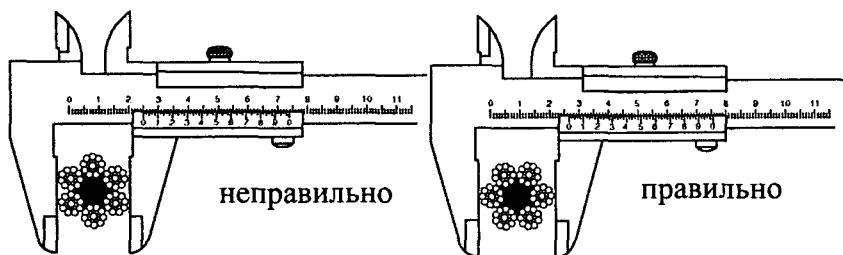


Рис. 2.7. Измерение диаметра каната штангенциркулем

В соответствии с Европейским Стандартом EN 81-1 номинальный диаметр канатов лифта должен быть не менее 8 мм и не менее 9,5 мм (3/8 унции) по стандарту США.

Американский норматив безопасности A17.1 определяет минимальный диаметр проволоки наружного слоя намотки прядей равный 0,61 мм.

В лифтах обычно используются канаты двойной свивки из прядей одинаковой структуры, в которых пряди свиваются с одинаковым шагом.

Шаг свивки прядей измеряется параллельно оси каната и соответствует одному полному обороту навивки относительно центра каната.

Кроме того, применяются лифтовые канаты односторонней и крестовой свивки.

У канатов односторонней свивки направление свивки прядей относительно сердечника совпадает с направлением свивки проволок наружного слоя прядей.

В канатах крестовой свивки направление свивки прядей и проволок в прядях противоположное.

Преимущество канатов односторонней свивки — большая контактная поверхность, как следствие, более низкое контактное давление между проволоками отдельных прядей, что проявляется в повышенной долговечности каната.

С другой стороны, канаты крестовой свивки более удобны в применении, т.к. склонность к раскручиванию и скручиванию у них ниже, чем у канатов односторонней свивки.

Канаты лифтов обычно имеют правостороннюю свивку, это значит, что пряжи уложены справа налево (по часовой стрелке, если смотреть на торец каната).

Для плохих условий окружающей среды, т.е. при установке лифтов за пределами здания или когда лифты установлены на химических заводах и подвергаются коррозии, могут поставляться канаты из проволоки с гальваническим покрытием.

Обычно применяется проволока с защитным цинковым покрытием.

Могут применяться два метода оцинковывания в зависимости от условий применения каната: процесс электролиза или горячее оцинкование погружением, в процессе которого проволока проходит сквозь ванну из расплавленного цинка. Степень очистки цинка используемого для защитного покрытия приближается к 100%.

Степень растяжения проволоки по всему сечению каната может быть одинаковой – канаты этого типа известны как «одинакового растяжения». Как альтернатива, проволоки внешнего слоя навивки могут иметь одну степень растяжения меньшую степени растяжения внутренних проволок. Они относятся к классу канатов «двойного растяжения».

В соответствии с EN 81-1:1998В рекомендуемый предел прочности проволоки составляет 1570 Н/мм² для проволок одинакового растяжения или сочетание 1370/1770 Н/мм² для проволок двойного растяжения.

Все еще находятся в эксплуатации подвесные и вспомогательные канаты двойного натяжения с пределом прочности 1180/1770.

Две основные группы подвесных канатов для лифтов определены в большинстве стандартов; они представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Конструкция канатов

Группа каната	Размерная группа (диаметр, мм)	Структура
6 × 19	от 6 до 22	6 × 19 (9/9/1) 6 × 19 (12/6 + 6F/1)
8 × 19	от 8 до 22	8 × 19 (9/9/1) 8 × 19 (12/6 + 6F/1)

Основные технические данные канатов 6 × 19 представлены в табл. 2.2., а канатов 8 × 19 в табл. 2.3.

В приведенных таблицах минимальная разрушающая нагрузка была рассчитана для проволоки с пределом прочности 1500 Н/мм², независимо от того, относилась ли она к проволоке с одинаковым растяжением и пределом прочности 1570 Н/мм² или 1370/1770 Н/мм² для проволоки с двойным растяжением.

Масса единицы длины каната в кг/100м определялась приближенно.

Таблица 2.2

Технические данные канатов 6 × 19

Номинальный диаметр, мм	Минимальная разрушающая нагрузка, кН	Приблизительная масса (кг / 100 м)	
		натуральное волокно	искусственное волокно
8	28,1	22,2	21,7
10	43,9	34,7	33,9
11	53,2	42,0	41,0
13	74,3	58,6	57,3
16	113,0	88,8	86,8
19	159,0	125,0	122,0
22	213,0	168,0	164,0

Таблица 2.3

Технические данные канатов 8 × 19

Номинальный диаметр, мм	Минимальная разрушающая нагрузка, кН	Приблизительная масса (кг / 100 м)	
		натуральное волокно	искусственное волокно
6	17,8	13,0	12,7
8	31,7	23,1	22,5
10	49,5	36,1	35,2
11	59,9	43,7	42,6
13	83,7	61,0	59,5
16	127,0	92,4	90,1
19	179,0	130,0	127,0
22	240,0	175,0	170,0

У всех канатов имеются сердечники из волокон, пропитанных специальной смазкой для уменьшения трения между внутренними проволоками и увеличения их срок службы, а также, для защиты их от порчи при попадании влаги, особенно когда канат продолжительное время не используется.

Сердечники могут быть выполнены из натурального или синтетического материала.

Сизальская или манильская пенька обычно используется в качестве натурального волокна, тогда как в качестве материала искусственного происхождения – полиуретан, полиамид или полиэстер.

Фактическая разрушающая нагрузка каната не должна быть меньше минимального значения, указанного в табл. 2.2. и 2.3.

Она должна определяться при проведении испытания образца каната на разрыв (это должно быть сделано для каждой поставляемой бухты каната) и указана в документации изготовителем.

Если фактическая разрушающая нагрузка неизвестна, минимальное значение должно использоваться при расчете коэффициента безопасности.

В настоящее время в Европе наиболее широко используются три основных вида канатов:

(а) Канат двойной односторонней свивки 6×19 (9/9/1)

Конструкция 6×19 (9/9/1) означает 6 прядей, по 19 проволок в каждой, то есть 9 проволок во внешнем слое, 9 во внутреннем и 1 центральный провод (сердечник).

Такое же количество проволок внешних и внутренних слоев типично для конструкции типа **Seale** (повышенная плотность сечения).

Наличие проволок большего диаметра в наружном слое прядей приводит к увеличению поверхности контакта и более низкому давлению между проволоками слоев навивки и, как следствие, значительному увеличению срока службы по сравнению с используемыми ранее канатами простой свивки 6×19 (12/6/1).

На рис. 2.8 показано поперечное сечение рассматриваемого типа каната.

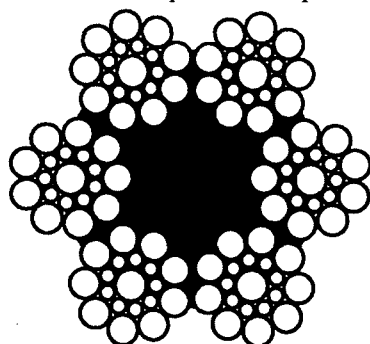


Рис. 2.8. Канат двойной односторонней свивки 6×19 (9/9/1)

(b) Канат двойной односторонней свивки 6×19 (12/6+6F/1)

В этом канате 6 проволок меньшего диаметра размещены между наружными и внутренними слоями проволок каждой пряди, заполняя пустые промежутки. Это улучшает контакт между слоями и способствует сохранению формы каната. При расчете каната на прочность наличие дополнительных заполняющих проволок не учитывается.

Поперечное сечение подобного типа каната показано на рис. 2.9.

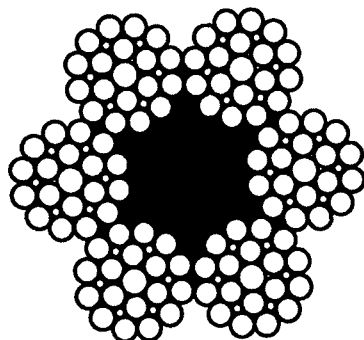


Рис. 2.9. Канат двойной односторонней свивки 6×19 (12/6+6F/1)

(с) Канат двойной односторонней свивки 8×19 (9/9/1)

Канат типа **Seale** и состоит из 8 прядей.

Он превосходит 6-и прядные канаты по нескольким показателям: обладает большей гибкостью и усталостной прочностью; лучше соответствует форме ручья шкива и перемещается более плавно; площадь контакта между проволоками и ручьями больше; он выдерживает большее число перегибов, что способствует увеличению срока службы.

Канат имеет меньшую устойчивость к абразивному износу по сравнению с эквива-

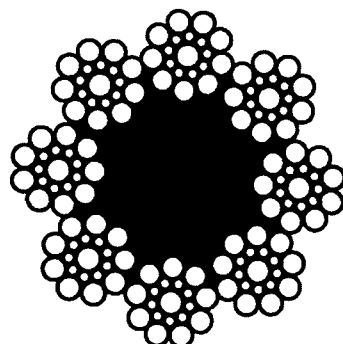


Рис. 2.10. Канат двойной односторонней свивки 8×19 (9/9/1)

лентными по размеру канатами 6×19 , т.к. проволоки наружного слоя имеют меньший диаметр. Также, разрушающая нагрузка ниже, чем в канате 6×19 .

На рис. 2.10 показана конструкция этого каната.

Показатель усталостной прочности канатов 6×19 (9/9/1) иногда ниже, чем у 6×19 (12/6+6F/1) или 8×19 и поэтому из-за своей более жесткой конструкции они требуют применения канатопроводящих шкивов и блоков большего диаметра. Кроме того, рекомендуется применять 6×19 канаты (12/6+6F/1) с клиновыми профилем (V) ручья тягового шкива, тогда как все остальные типы канатов рекомендуется применять при использовании шкивов с полукруглым профилем ручья (U) или полукруглым с подрезом.

Канаты типа 6×19 (9/9/1) следует использовать преимущественно там, где требуются небольшой диаметр поперечного сечения.

British Ropes Limited (теперь **Bridon Ropes Limited**) представили так называемые канаты **Dyform**, изготовленные путем протягивания через формующую головку всестороннего поперечного сжатия, что способствует увеличению суммарной площади проволок в поперечном сечении каната

Увеличение суммарной площади поперечного сечения занятой проволоками приводит к уменьшению продольной вытяжки каната по сравнению со стандартным канатом, с сердечником из волокнистого материала, и ограничивает необходимость повторной корректировки длины каната.

Кроме того, увеличивается минимальная разрушающая нагрузка, тогда как прочность на растяжение проволок удерживается на уровне, который обеспечивает оптимальную усталостную прочность. К тому же, увеличение минимальной разрывной нагрузки при сохранении уровня растягивающих напряжений оптимизирует сопротивление усталостным разрушениям.

Так как площадь поверхности прядей увеличена, контактные напряжения между канатом и поверхностью ручья шкива меньше, срок службы ручья увеличивается. Плавная и бесшумная работа является дополнительным преимуществом.

Канаты **Dyform** изготавливаются двух типов: 6×26 (10/5+5/5/1), показанный на рис. 2.11, и 8×19 (9/9/1), показанный на рис. 2.12, оба с органическими сердечниками. Основные параметры даны в табл. 2.4 и 2.5.

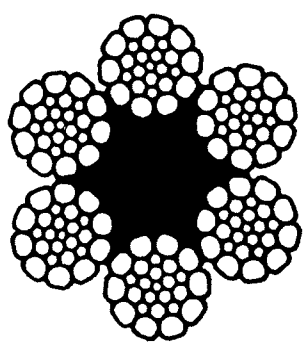


Рис. 2.11. Канат Dyform 6×26 (10/5+5/5/1)

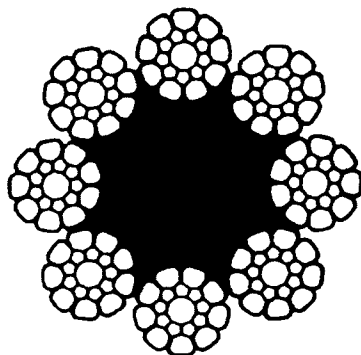


Рис. 2.12. Канат Dyform 8×19 (9/9/1)

Таблица 2.4.

Технические данные каната Dyform 6×26 (10/5+ 5/5/1)

Номинальный диаметр, мм	Масса, (кг/100м)	Минимальная разрушающая нагрузка, кН
8,0	25,6	33,2
9,5	36,1	52,0
11,0	48,4	70,6
13,0	67,6	95,1
15,3	81,8	118,0
16,0	102,0	147,0

Таблица 2.5

Технические данные каната Dyform 8×19 (9/9/1)

Номинальный диаметр, мм	Масса, (кг/100м)	Минимальная разрушающая нагрузка, кН
8,0	23,5	31,4
9,0	29,6	40,8
10,0	36,5	53,0
11,0	44,2	61,7
12,0	52,6	74,6
13,0	61,7	91,2
15,5	87,7	128,0
16,0	93,4	135,0

Изготовитель канатов, **Gustav Kocks GmbH**, в Германии разработал два типа канатов специально для лифтов тяжелого режима с высокой скоростью и большой высотой подъема: **DRAKO 300T** и **DRAKO 310T**.

DRAKO 300T изготавливаются в пределах номинальных диаметров 8–22 мм. На рис. 2.13 показано поперечное сечение каната с номинальным диаметром 10, 11, 12 и 13 мм. Его технические данные представлены в табл. 2.6.

Таблица 2.6.

Технические данные лифтового каната DRAKO 300T

Номинальный диаметр, мм	Внешний диаметр, мм	Суммарная площадь сечения проволоки, мм	Масса (кг/100 м)	Разрушающая нагрузка, кН при пределе прочности 1570 Н/мм ²
10	0,61	50,1	45,0	61,8
11	0,65	60,7	55,0	74,8
12	0,70	72,2	65,0	89,0
13	0,75	84,7	76,0	104,4

Канат имеет 9-и прядную конструкцию обычной свивки с центральным интегрированным канатным сердечником.

Конструкция прядей типа 9×16 (10/5+5F/1) с 5 дополнительными заполняющими проволоками в каждой пряди.

Канатный интегрированный сердечник состоит из 19 проволок и 9 прядей односторонней свивки с 7 проволоками в каждой. Все проволоки имеют одинаковый предел прочности: 1570 Н/мм². Канаты с другими величинами диаметра немного отличаются по конструкции.

Контактное давление каждой проволоки уменьшается из-за большей площади контакта его металлической поверхности.

Увеличивается продольная жесткость канатной подвески из-за применяемого канатного проволоочного сердечника так, что остаточное и упругое растяжение при разных условиях нагрузки уменьшается до минимума.

Изготовитель канатов утверждает, что его канаты деформируются на 50% меньше чем канаты с органическим или синтетическим сердечником.

Это свойство каната уменьшает и в некоторых случаях даже устраняет необходимость в автоматическом выравнивании натяжения канатов кабины лифта.

Канат **DRAKO 300T** имеет более гладкую и большую по величине поверхность по сравнению с 6- или 8-и прядными конструкциями, что обеспечивает лучший контакт между канатом и тяговым шкивом, что уменьшает величину контактного давления, увеличивает срок службы каната и ручьев шкива.

Канат **DRAKO 310T** на рынке представлен недавно.

Это 10-и прядный канат со стальным сердечником, с высокой разрушающей нагрузкой и отличным сопротивлением усталости при изгибе.

Поперечное сечение каната показано на рис. 2.14, а технические данные представлены в табл. 2.7.

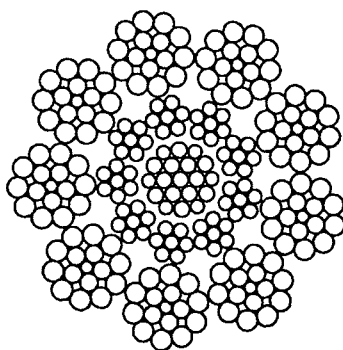


Рис. 2.13. Подвесной канат DRAKO 300T

Таблица 2.7

Технические данные каната лифта DRAKO 310T

Номинальный диаметр, мм	Внешний диаметр, мм	Суммарная площадь сечения проволок, мм	Масса (кг/100 м)	Разрушающая нагрузка, кН при пределе прочности 1570 Н/мм ²
10	0,60	51,2	44,0	68,3
13	0,80	86,5	74,0	115,4
162	1,00	131,0	111,0	206,0

Канат изготавливается трех размеров: 10, 13 и 16 мм. Пряди имеют структуру Seale (9/9/1), объединенный сердечник выполнен из 19 проволок и 10 прядей с 6 проволоками в каждой.

Канаты лифта, как правило, проходят предварительную обработку формирования, чтобы уменьшить внутренние напряжения.

Предварительное формирование предполагает укладку проволок в пряди и прядей в канат в той форме, которую они будут иметь в полностью готовом канате.

Канаты с предварительным формированием превосходят изготовленные традиционным методом.

Заранее сформированные канаты стоят на ступень выше, изготовленных обычным методом, в нескольких отношениях:

- нагрузка выравнивается по отдельным прядям и проволокам;
- значительно уменьшается тенденция петлеобразования и раскручивания, с канатами легче обращаться; концы канатов не надо стягивать для предупреждения разматывания,
- в случае обрыва проволоки внешнего слоя свободная часть не распрямляется и не торчит из каната; это сохраняет смежные проволоки, шкив или блоки от последующего разрушения.

Для уменьшения вытяжки каната некоторые изготовители поставляют канаты с предварительной динамической вытяжкой, которые особенно подходят для высотных установок при нижнем расположении лебедки.

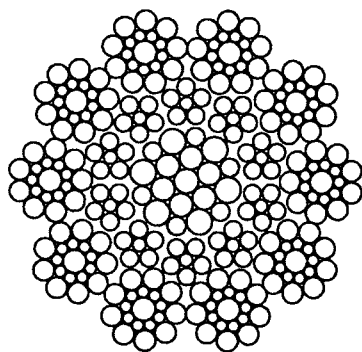


Рис. 2.14. Канат DRAKO 310T

2.3. Расчет лифтовых канатов и фактор безопасности

При расчете растяжения каната рассматривается только статическая нагрузка.

В связи с этим, коэффициент запаса должен быть довольно высоким, т.к. его величина должна учитывать действие дополнительного напряжения, например, напряжения изгиба, когда канат охватывает шкив и/или блоки; начального внутреннего напряжения в проволоках, связанного с процессом производства канатов; напряжения вызванные действием инерционных сил при разгоне и торможении, а также, эффект неравномерного распределения нагрузки по ветвям каната из-за несовершенства конструкции механизма подвески.

Коэффициент запаса определяется величиной отношения минимальной разрушающей нагрузкой и максимальной силы статического натяжения каната по следующей формуле:

$$f = \frac{n \cdot N}{F}, \quad (2.1)$$

где N – минимальная разрушающая нагрузка одного каната (Н) (фактическое разрушающее усилие, если указывается изготовителем, может быть ис-

пользовано для расчета); n – число канатов подвески; F – максимальная сила растяжения в канатах подвески лифтов (при наиболее неблагоприятном положении кабины в шахте).

Для расчета этой силы предполагается, что неподвижная кабина с номинальным грузом находится на нижней посадочной площадке, учитывается действие силы тяжести массы кабины, части канатов лифта и подвесного кабеля, а также уравнивающих устройств наряду с учетом коэффициента кратности канатной системы i (полиспаста).

В соответствии со стандартом EN 81-1:1998 минимальный коэффициент запаса может быть определен по графику на рис. 2.15 в зависимости от соотношения D/d , где D – диаметр тягового шкива, а d – номинальный диаметр каната, и от эквивалентного числа блоков N_{eq} .

График основывался на формуле:

$$\log f_{\min} = 2,6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot N_{eq}}{\left(\frac{D}{d} \right)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \cdot \left(\frac{D}{d} \right)^{-2,894} \right]}. \quad (2.2)$$

Эквивалентное число блоков N_{eq} зависит от числа изгибов и уровня жесткости каждого изгиба. На степень жесткости влияет форма ручьев и тип изгиба, т.е. это простой или обратный изгиб.

Уровень жесткости каждого изгиба определяется эквивалентным числом простых изгибов.

Простой изгиб соответствует огибанию канатом обода с полукруглой формой ручья с радиусом кривизны на 5 или 6% больше радиуса каната.

Число простых изгибов определяется по формуле:

$$N_{eq} = N_{eq1} + N_{eq2}, \quad (2.3)$$

где N_{eq1} – эквивалентное число тяговых шкивов и N_{eq2} – эквивалентное число отводных блоков.

Значения N_{eq1} определяются по данным в табл. 2.8.

Эквивалентное число блоков может быть рассчитано по формуле

$$N_{eq2} = k_p \cdot (N_{2S} + 4 \cdot N_{2R}), \quad (2.4)$$

где k_p – коэффициент соотношения между диаметром шкива и блока., N_{2S} – число блоков с простыми изгибами и N_{2R} – число блоков с обратным изгибом.

Коэффициент k_p определяется по формуле

$$k_p = \left(\frac{D_s}{D_p} \right)^4, \quad (2.5)$$

где D_s – диаметр тягового шкива, а D_p – средний диаметр всех применяемых блоков.

Таблица 2.8

Эквивалентное число тяговых шкивов N_{eq1}

V – ручки (клиновые)	V-угол	-	35°	36°	38°	40°	42°	45°
	N_{eq1}	-	18,5	15,2	10,5	7,1	5,6	4,0
Ручьи с подрезом	Угол подреза	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
	N_{eq1}	2,5	3,0	3,8	5,0	6,7	10,0	15,2

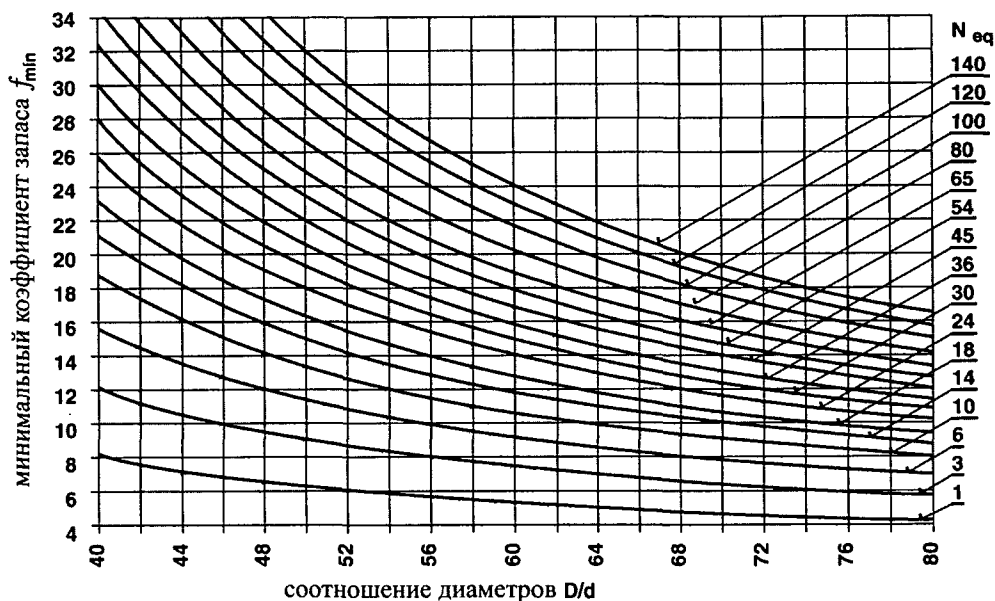


Рис. 2.15. Оценка минимальной величины коэффициента, запаса

Далее следует несколько примеров расчета N_{eq} :

- (а) кратность канатной подвески 2:1, клиновой ручей (V) с углом 40° (рис. 2.16)
- (б) кратность канатной подвески 1:1, без отводного блока (рис. 2.17)
- (с) если используется отводной блок (рис. 2.18), мы получаем следующие результаты:

$$N_{eq1} = 7,10$$

$$k_p = 2,0736$$

$$N_{eq2} = k_p \times 2 = 4,1472$$

$$N_{eq} = N_{eq1} + N_{eq2} = 11,25$$

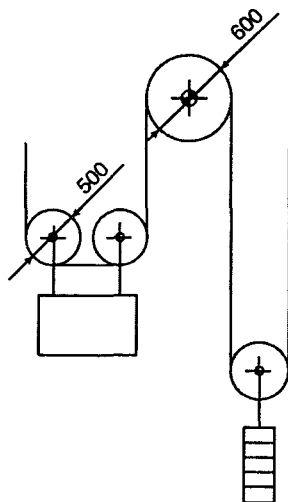


Рис. 2.16. Схема к расчету N_{eq}

(i) Клиновой ручей (V) с углом 35°

$$N_{eq} = N_{eq1} = 18,5$$

(ii) Полукруглый (U) с подрезом 90°

$$N_{eq} = N_{eq1} = 5$$

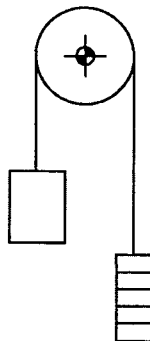


Рис. 2.17. Схема к расчету N_{eq}

(i) Ручей клиновой (V)

с углом 35°

$$N_{eq1} = 18,50$$

$$k_p = 5,06$$

$$N_{eq2} = 5,06$$

$$N_{eq} = 23,56$$

(ii) Полукруглый (U)

с подрезом 90°

$$N_{eq1} = 5,00$$

$$k_p = 5,06$$

$$N_{eq2} = 5,06$$

$$N_{eq} = 10,06$$

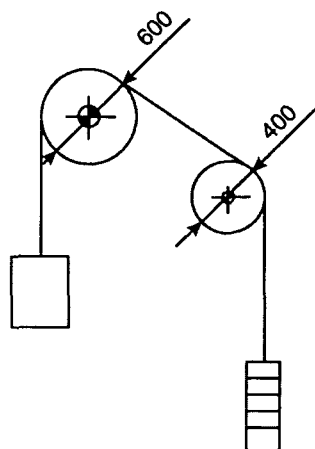


Рис. 2.18. Схема к расчету N_{eq}

В соответствии со стандартом **EN 81-1:1998** коэффициент запаса подвесных канатов должен быть минимум:

- 12 в случае с тяговым приводом с тремя или более канатами,
- 16 в случае с тяговым приводом и с двумя канатами,
- 12 в случае с барабанным приводом.

В США минимальный коэффициент запаса подвесных канатов определяется с учетом фактической скорости каната, соответствующей номинальной скорости кабины и чуть больше у пассажирских, чем у грузовых лифтов при той же скорости (табл. 2.9)

Таблица 2.9

Минимальный коэффициент запаса для стальных канатов подвески (A17.1)

Скорость каната, м/с	Лифты	
	Пассажирский	Грузовой
0,25	7,6	6,65
0,38	7,75	6,85
0,5	7,95	7,00
0,63	8,10	7,15
0,76	8,25	7,30
0,88	8,40	7,45
1,00	8,60	7,65
1,125	8,75	7,75
1,25	8,90	7,90
1,50	9,20	8,20
1,75	9,50	8,45
2,00	9,75	8,70
2,25	10,00	8,90
2,50	10,25	9,15
2,75	10,45	9,30
3,00	10,70	9,50
3,25	10,85	9,65
3,50	11,00	9,80
3,75	11,15	9,90
4,00	11,25	10,00
4,25	11,35	10,10
4,50	11,45	10,15
4,75	11,50	10,20
5,00	11,55	10,30
5,25	11,65	10,35
5,50	11,70	10,40
5,75	11,75	10,45
6,00	11,80	10,50
6,25	11,80	10,50
6,50	11,85	10,55
6,75	11,85	10,55
7,00 – 10,00	11,90	10,55

В общем, американские значения ниже по сравнению с европейским значением 12, т.к. они достигают максимума в 11,9 (пассажирский лифт.) или 10,55 (грузовой) для скорости в диапазоне от 7 до 10 м/с.

2.4. Заделка концов канатов

Установка креплений на концах канатов должна осуществляться с большой тщательностью, чтобы гарантировать эффективную передачу нагрузки от каната до крепления.

Прочность концевой заделки должна составлять не менее 80% прочности каната.

Концы канатов могут быть прикреплены к кабине, противовесу или точкам подвешивания с помощью самозатягивающихся клиновых втулок, втулок с заливкой металлом или вулканизированной резиной, канатных зажимов, ручной заплеткой, посредством металлического кольцевого коуша или другой системы гарантирующей безопасность.

Крепление канатов на барабане может производиться либо встроенным самозатягивающимся клиновым устройством, или коническими втулками с заливкой баббитом, канатными зажимами, которые обычно устанавливаются на внешней поверхности барабана.

Концы канатов, закрепленных на кабине, или неподвижные заделки канатов подвески кабины и противовеса, при использовании полиспастной подвески, должны оборудоваться тягами с шарнирами, обеспечивающими индивидуальную регулировку длины каната.

При выборе способа закрепления каната должны приниматься во внимание следующие факторы:

- (a) цель применения,
- (b) конструкция и способ свивки каната,
- (c) требуемый коэффициент запаса,
- (d) скорость установки крепления,
- (e) опыт монтажника канатов и средства необходимые

ему для выполнения этой работы.

Далее будут описаны наиболее распространенные методы концевой заделки канатов.

Самозатягивающаяся клиновая втулка

Канат огибает клин, уклон которого на обеих сторонах составляет 1:5 и соответствует наклону поверхности втулки.

Этот метод однажды стал популярным благодаря эффекту самозаклинивания: чем больше сила натяжения каната, тем больше трение между канатом и колодкой.

Втулка с одной наклонной стороной показана на рис.

2.19.

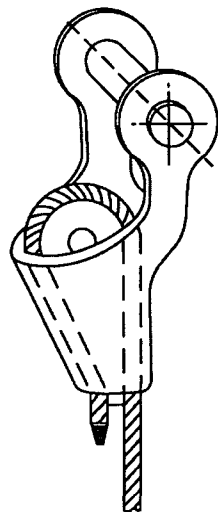


Рис. 2.19. Самозатягивающаяся клиноватая втулка

Клиновидная втулка с заливкой баббитом.

Втулка для крепления каната может быть или литой или ковальной.

Если втулка составляет с тягой единое целое, то она может быть изготовлена только методомковки из стали.

Втулка подобной конструкции показана на рис. 2.20.

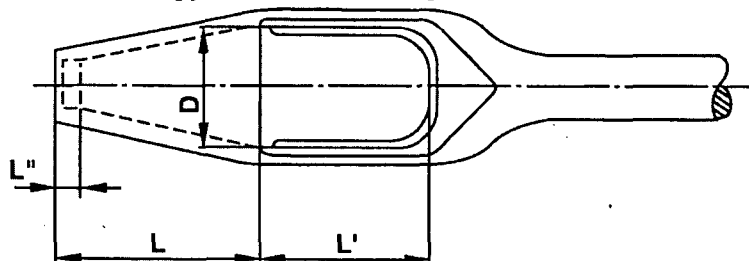


Рис. 2.20. Клиновидная втулка с заливкой баббитом с тягой

Размеры втулок крепления канатов определены данными национального стандарта. Основные размеры, указанные в стандарте А17.1, показаны ниже:

$$L = 4,5 d, L' \geq 4 d, 3,2 \text{ мм} \leq L'' \leq 12,7 \text{ мм},$$

$$D = (2,25 - 3) \times d, \text{ где } d - \text{номинальный диаметр каната.}$$

В настоящее время используется несколько методов установки втулки.

Принцип следующий: конец каната закрепляется, чтобы избежать раскручивания проволок каната.

Закрепление выполняется мягкой обожженной железной проволокой, одно из креплений располагается в непосредственной близости к обрезанному концу каната, а второе – на расстоянии, равном длине клиновидной части втулки плюс длина части каната для размещения внутри.

После надевания втулки на канат, первое закрепление удаляется, конец каната распускается на отдельные проволоки и сердечник из волокнистого материала срезается.

Наружная поверхность прядей каната должна быть очищена и освобождена от смазки и грязи негорючим мало токсичным растворителем.

После этого проволоки распущенных прядей каната загибаются внутрь втулки в форме крючков.

Минимальная повернутая вовнутрь часть длины проволоки должна быть, в 2,5 раза больше номинальный диаметр каната.

Когда конец каната установлен во втулке, его верхняя часть должна слегка выступать над широкой горловиной так, чтобы она была заметна после заливки баббитом.

После этого может быть проведена термическая процедура.

Втулку следует слегка нагреть для того, чтобы защитить металл от быстрого охлаждения.

Нижняя часть втулки обматывается снаружи асбестовой нитью или другим материалом с такими же свойствами, чтобы предотвратить вытекание баб-

бита и расплавленный металл наливается медленно и плавно, пока втулка не заполняется до уровня верхней, широкой части.

Необходимо производить заливку баббита при соответствующей температуре, и обеспечить естественное охлаждение после заполнения втулки.

Температура заливки составляет 330–360°C и, следовательно, точка плавления баббита должна быть низкой.

Для крепления стальных канатов заливкой во втулках могут быть использованы различные материалы; светлые сплавы металлов различного состава и чистый цинк используются достаточно часто.

Металлом для заливки может служить расплавленный материал высокой степени очистки. Он должен быть свободен от окислов, твердых включений и примесей других материалов.

Этот метод концевой заделки проволочного каната в лифтовых установках оказался очень эффективным и надежным и стал популярным, хотя его применение занимает немало времени.

Крепление во втулках с использованием резины

Рассматриваемая процедура является усовершенствованием изложенного выше метода.

В этой системе, вместо расплавленного баббита как способ концевой заделки каната лифта, используется термо-стабильный резиновый композит, полученный на основе ненасыщенного полиэстера или эпоксидной резины.

Резиновый композит обычно состоит из двух или трех компонентов, которые смешиваются до жидкой массы, которая затвердевает через несколько минут при температуре окружающей среды.

Этот метод не требует специальных приспособлений, а подготовка конца каната перед началом процесса, почти идентична процессу, используемому при заливке баббитом.

Если все выполнено правильно, твердая резиновая заделка становится работоспособной и уровень исполнения эквивалентен концевой заделке баббитом.

Канатные зажимы

Канатные зажимы (рис. 2.21) обеспечивают быстрый и эффективный способ закрепления концов каната, очень популярный в некоторых странах.

Канат огибает коуш, образуя петлю, и на его конце устанавливается не менее 3-х зажимов.

Правильный метод установки зажимов показан на рис. 2.22.

У-образные болты всегда должны устанавливаться со стороны ненагруженного конца каната.

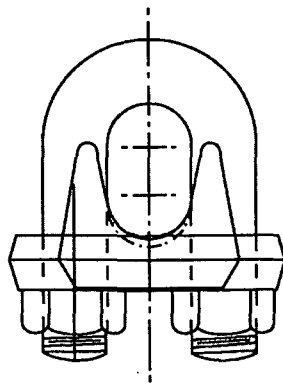


Рис. 2.21. Канатный зажим

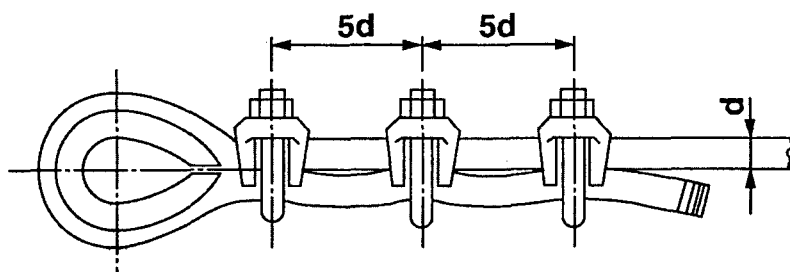


Рис. 2.22. Метод крепления зажимов

Заплетка каната

Канат огибает петлю коуша и его свободный конец соответствующей длины протягивается сквозь нагружаемый канат после удаления сердечника из волоконного материала.

Эта работа должна проводиться с помощью специальных приспособлений специалистом по данной технологии и занимает достаточно времени.

Крепление 6-и прядного каната заплеткой показано на рис. 2.23. Длина заплетки приблизительно в 16 раз больше номинального диаметра каната.

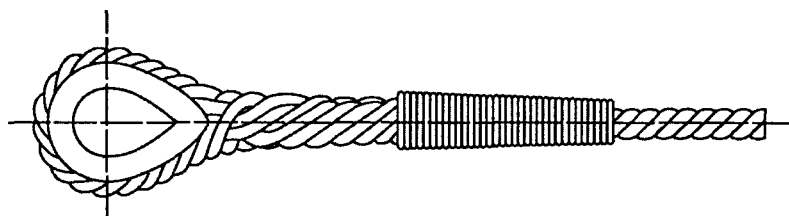


Рис. 2.23. Крепление 6-и прядного каната с заплеткой

Прочность такого крепления конца каната уменьшается при увеличении его диаметра.

Крепление заплеткой устойчиво к вибрации и динамическому воздействию.

Крепление на коуше с манжетой безопасности

Канат, огибая коуш проходит через манжету выполненную обычно из сплава алюминия.

Концевая заделка каната достигается путем опрессовки манжеты с определенным давлением в зависимости от состава сплава и размера манжеты (следовательно и каната).

Конструкция подвески кабины с такими креплениями показана на рис. 2.24.

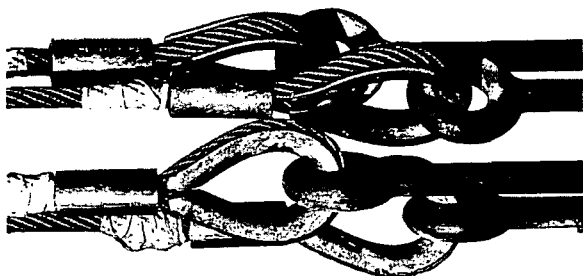


Рис. 2.24. Крепление каната на коуше с манжетой безопасности

2.5. Удлинение канатов

Первоначальное конструктивное удлинение, связанное с уплотнением проволок в прядях и прядей в сердечнике, происходит быстро, а затем продолжается медленнее, т.к. структура каната становится полностью стабильной в течение последующего срока службы.

После определенного числа рабочих циклов канат может достигнуть такого состояния, при котором степень его удлинения под действием нагрузки неожиданно увеличивается, это сопровождается уменьшением диаметра, увеличением числа разрывов проволоки и т.д.

Такое состояние типично для случая потери упругости и возможного разрушения каната, в частности при ударных нагрузках, тогда канат следует немедленно заменить.

На рис.2.25 показана стандартная картина удлинения каната с круглыми прядями за период срока службы.

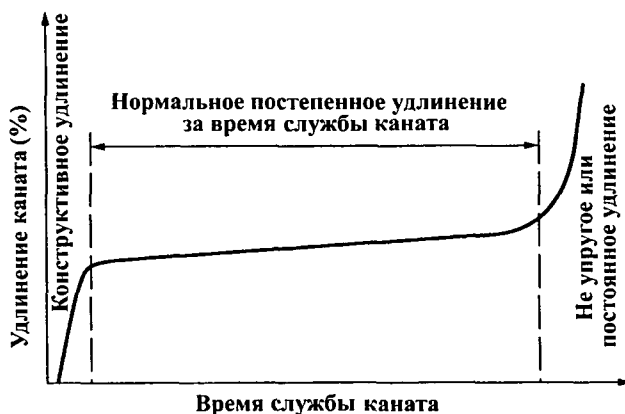


Рис. 2.25. Характеристика удлинения за период времени жизни каната

Упругое удлинение каната зависит от конструкции каната.

Формула Гука для расчета напряжения растяжения обычно используется для канатов, хотя её применимость очевидно ограничена.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \text{ Н/мм}^2,$$

где E — модуль упругости (Н/мм²), $\varepsilon = \frac{\ell}{\ell_0}$ — относительная удлинение,

ℓ — абсолютное удлинение (мм), ℓ_0 — первоначальная длина (мм).

Растягивающее напряжение прямо пропорционально относительному удлинению.

Зависимость относительного удлинения от нагрузки каната показана на рис. 2.26. Как можно увидеть, зависимость становится линейной начиная с силы растяжения, составляющей около 15% разрушающей нагрузки, тогда как эту

зависимость можно считать приблизительно линейной для меньших сил растяжения, что характерно для лифтовых канатов с минимальным коэффициентом запаса разрывного усилия каната равного 12, принимаемого согласно EN 81-1.

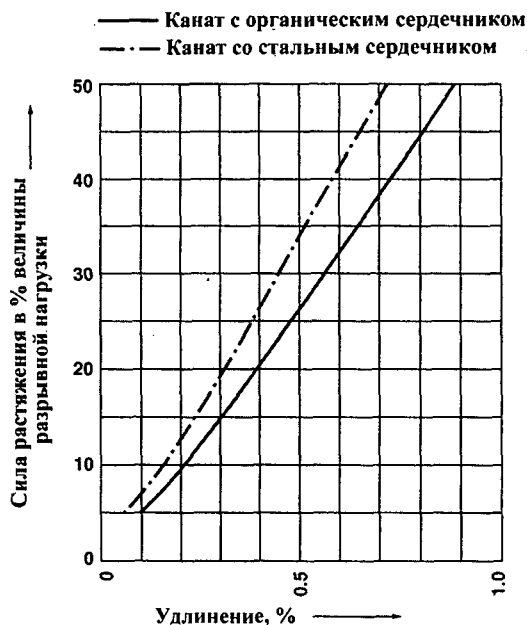


Рис. 2.26. Зависимость нагрузки от относительного удлинения

Тогда фактическая зависимость может быть выражена модифицированной формулой

$$\sigma = E \cdot \epsilon^n,$$

где показатель степени $n \neq 1$.

В соответствии с данными **Schweizerische Seil-Industrie AG** модуль упругости стальной проволоки составляет 196 кН/мм^2 и отличается от модуля упругости стальных канатов:

от 1×10^5 до $1,25 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$ для проволочных канатов двойной свивки со стальным сердечником,

от $0,7 \times 10^5$ до $1,0 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$ для проволочных канатов двойной свивки с сердечником из волокнистых материалов.

Компания **Gustav Kocks GmbH** предлагает следующую величину упругого удлинения для своих канатов:

$6 \times 19 + \text{FC}$ 0,5%

$8 \times 19 + \text{FC}$ 0,6%

DRAKO 300T 0,4%

все значения соответствуют нагрузке, составляющей 14% от расчетной разрывной нагрузки.

2.6. Долговечность, техническое обслуживание и замена канатов лифта

Удовлетворительная работа и срок службы канатов лифта зависит от ряда факторов:

- (1) Тяговый шкив или блок:
 - (a) расчетная величина диаметра шкива (блока),
 - (b) количество и направление перегибов,
 - (c) форма ручья обода,
 - (d) материал шкива и его физические свойства.

Применительно к тяговым шкивам с более чем одним ручьем обода должны учитываться следующие факторы:

- (e) точность изготовления ручьев шкива, в частности величины их диаметров,
- (f) однородность структуры материала ручьев шкива.

- (2) Канат лифта:

- (a) конструкция каната,
 - (b) материал проволоки и его физические свойства.

- (3) Высоты подъема кабины.

(4) Затягивание каната под влиянием малого угла отклонения (угол между продольной осью каната и радиальной плоскостью ручья обода).

- (5) Спектр нагрузок:

- (a) абсолютная величина сил натяжения в канатах лифтов;
 - (b) разница сил натяжения набегающей и сбегающей со шкива ветви каната;
 - (c) разница сил натяжения в отдельных ветвях каната лифта (в одном и том же месте).

- (6) Технические параметры приводного механизма и других узлов лифта:

- (a) уровень ускорения и торможения кабины,
 - (b) тяговая способность шкива,
 - (c) скорость канатов лифта,
 - (d) вибрация канатов лифта.

- (7) Смазывание канатов лифта.

- (8) Хранение, обращение и монтаж канатов лифта.

- (9) Условия окружающей среды и техническое обслуживание.

Часть из этих факторов обсуждаются в других главах, а здесь будут прокомментированы только некоторые оказывающие влияние факторы.

Правильное определение расчетного диаметра тягового шкива и блоков имеет большое значение.

Чем больше радиус изгиба (т.е. половина расчетного диаметра), тем продолжительнее срок службы каната.

Будет полезно увеличить диаметр выше минимального значения, указанного в правилах безопасности, особенно в канатных системах, которые имеют высокую частоту перегибов.

Зависимость срока службы, выраженной числом знакопеременных перегибов каната, от растягивающего напряжения для разных диаметров шкивов представлена на рис. 2.27.

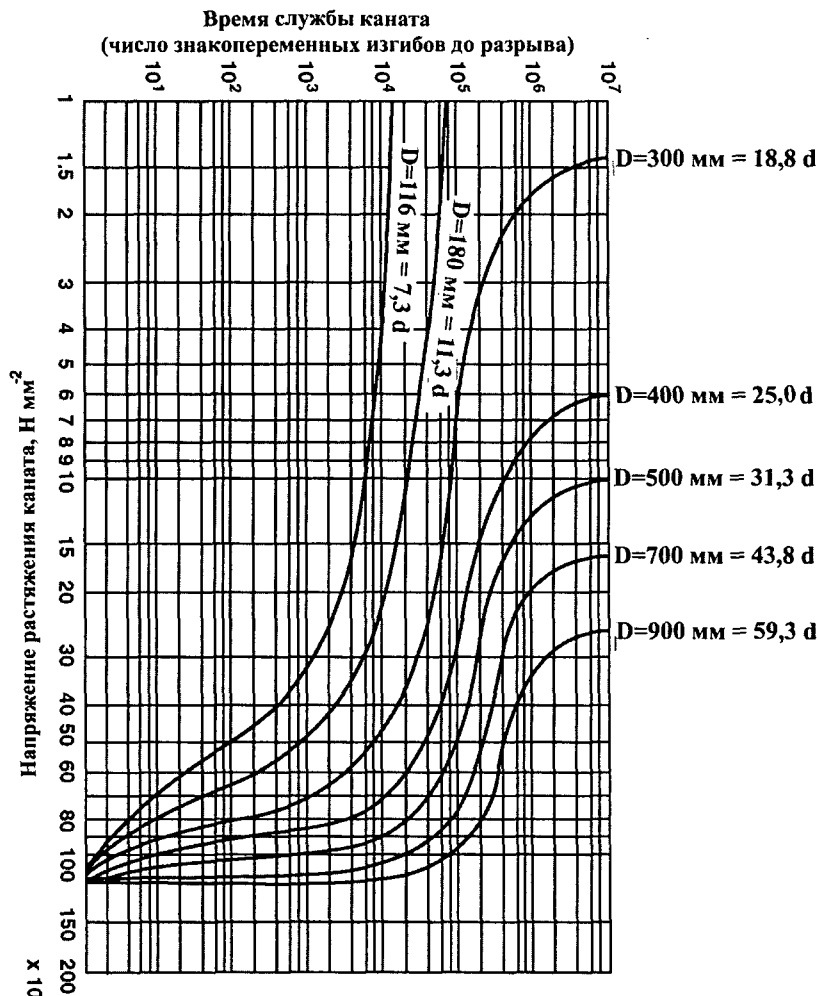


Рис. 2.27. График зависимости срока службы каната от величины напряжения растяжения

Частота перегибов для каждой отдельной части каната, огибающей тяговый шкив, зависит от двух факторов.

Во первых: она зависит от частоты остановок кабины на главном этаже (не прямо пропорционально времени кругового рейса); во-вторых, на нее влияет максимальное число блоков, которые огибает канат при подъеме или опускании кабины.

Воздействие частоты перегибов неблагоприятно отражается на сроке службы каната; в случае применения полиспастных систем или привода с двойным обхватом тягового шкива рекомендуется увеличивать соотношение диаметра шкива и каната выше регламентируемого минимума, чтобы компенсировать этот эффект, в особенности если имеют место перегибы с изменением направления (канатные системы отличные от 1:1).

Сравнение конструкций разных проволочных канатов с точки зрения их срока службы уже представлено в данной главе; однако, есть один фактор, влияние которого следует принять во внимание: это число прядей в канате.

На рис. 2.28 демонстрируется влияние этого фактора (компанией Gustav Kocks GmbH) при следующих исходных данных:

- номинальный диаметр каната 16 мм,
- диаметр шкива 400 мм,
- предел прочности проволок 1570 Н/мм².

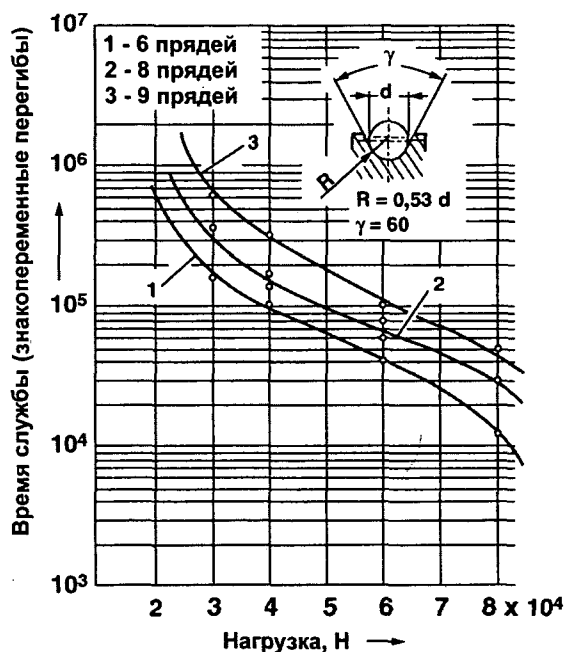


Рис. 2.28. Влияние числа прядей на срок службы каната

Разница значительная. Срок службы 6 - и, 8 - и и 9 - и прядных канатов приблизительно находятся в соотношении: 1:1,5:2,5.

Каждый раз, при сгибании и распрямлении каната под нагрузкой, между проволоками, прядями и сердечником происходит относительное перемещение, а также между канатом и ручьем шкива или блоками, с которым он взаимодействует.

Потери на трение при работе каната должны быть минимизированы обильной и постоянной смазкой.

Изготовитель канатов должен смазывать канат и его сердечник смазочным материалом хорошего качества, соответствующего размеру и конструкции каната.

Следует периодически применять подходящее масло или смазку для обеспечения постоянного наличия смазки в канате.

Смазывание в недостаточном количестве может привести к коррозии, абразивному износу и повышению изгибной жесткости каната.

При неблагоприятных условиях окружающей среды, когда коррозия становится действующим фактором, важен дополнительный, тщательный уход.

Смазка также уменьшает накопление усталостных повреждений, т.к. обеспечивается более свободное взаимное перемещение проволок каната.

Сердечник из волокнистых органических или синтетических материалов никогда не должен оставаться без канатной смазки, т.к. будет абразивный износ между прядями и сердечником, и если этот процесс будет прогрессировать, то сердечник будет разрушен до такой степени, что он не сможет больше поддерживать пряди и сохранять структурную целостность каната.

Площадь износа, которую можно уменьшить смазыванием, следующая:

- (а) износ на внешних проволоках канатов, вызванный фрикционным взаимодействием со шкивами и блоками,
- (б) внутренний износ, вызываемый трением проволок каната в процессе изгиба каната.

Существует много доступных смазочных средств, каждое из которых имеет ограниченную область условий применения, для которых оно наиболее подходит.

Тип применяемого смазочного средства для канатов лифта определяется:

- * размером и конструкцией каната,
- * типом оборудования, в котором используется канат,
- * условиями эксплуатации.

Для лифтов с тяговыми шкивами, канатная смазка, обладающая смазывающей способностью, должна включать присадки, предотвращающие скольжение.

Канатные смазки должны иметь следующие основные характеристики:

- * пенетрация: способность легко проникать в пряди и сердечник,
- * вытеснение воды: они должны включать в свой состав присадку, способную отталкивать воду, препятствуя поглощению воды, что может привести к внутренней коррозии каната и разрушению сердечника,
- * предотвращение ржавчины: они должны препятствовать появлению ржавчины, в особенности на поверхности внутренних проволок,
- * сопротивление давлению: для работы в тяжелом режиме смазочные материалы должны обладать хорошей связностью, даже когда подвергаются действию высокого давления,
- * адгезия: они должны обладать хорошими адгезионными свойствами для минимизации утечки смазочного материала,

* стабильность: физические свойства смазочных средств должны быть стабильными при всех условиях эксплуатации и условиях окружающей среды,

* совместимость: смазки должны быть совместимы со смазкой, используемой изготовителем канатов.

Частота смазывания зависит от многих факторов, включающих атмосферные и температурные условия, скорость каната, способ обслуживания лифта и т.д. и только инспекция может определить эту частоту.

Следует применять подходящий метод смазывания во избежание избытка смазки на поверхности каната.

Чрезмерное смазывание может привести к недостаточной тяге и смазочное средство может стекать с каната, особенно при работе с высокой скоростью.

Влияние смазывания показано на рис. 2.29, иллюстрирующего зависимость срока службы от нагрузки для каната $6 \times 19 (6/6/6/1) + FC$ Warrington со следующими параметрами: номинальный диаметр 16 мм, обычная свивка, предел прочности проволок на растяжение 1570 Н/мм^2 , диаметр шкива 400 мм.

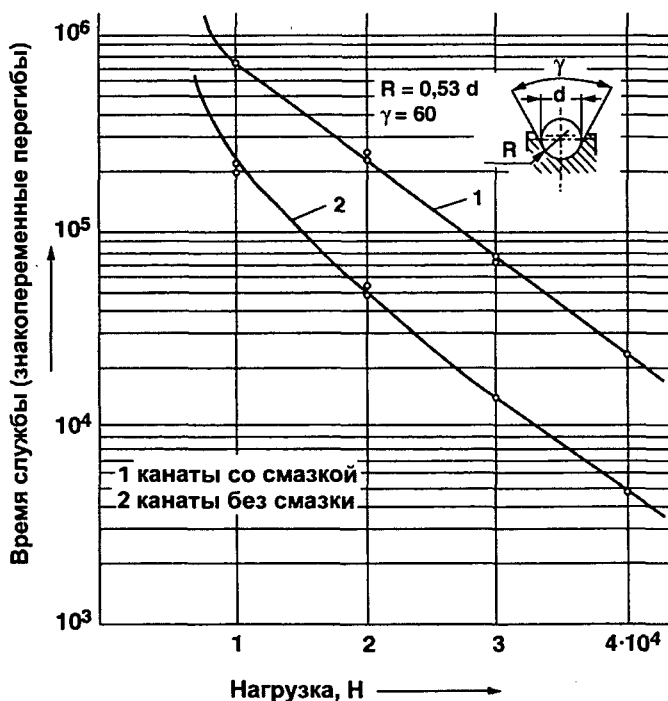


Рис. 2.29. Влияние смазывания на срок службы каната

Канаты следует хранить в прохладном, сухом помещении, где поддерживается постоянная температура для предотвращения образования конденсата. Они не должны находиться на полу или храниться там, где могут подвергаться воздействию кислотных испарений или других коррозионных факторов.

Замена канатов

Безопасность работы лифта предусматривает замену канатов в случае их износа.

Основанием для отказа от дальнейшего использования канатов в большинстве стран являются следующие причины;

- (а) максимальная потеря прочности на разрыв и постоянное снижение коэффициента запаса;
- (б) максимальное число оборванных или треснувших проволок в канате;
- (с) максимальный процент допустимого износа наружных проволок каната;
- (д) максимальная потеря полезной площади поперечного сечения проволок за счет обрыва проволок наряду с износом проволок поверхности каната;
- (е) механическое повреждение, чрезмерное удлинение каната, заметная усадка или другое нарушение формы каната в результате разрыв пряди,
- (ф) несоразмерная коррозия.

Изнашиваются как внешние, так и внутренние проволоки.

Это происходит из-за неправильного смазывания, а также из-за присутствия пыли или других агрессивных материалов.

Износ снижает сопротивление разрыву каната, уменьшая площадь поперечного сечения металлической части.

Внутренний износ вызван трением отдельных прядей и проволок, особенно при изгибе каната, а внешний износ вызван истиранием проволок наружного слоя в зоне контакта с ручьями шкивов и блоков.

На рис. 2.30 показано снижение прочности проволоочного каната в процессе срока службы. Кривая 1 отражает потерю прочности из-за абразивного износа, тогда как зависимость потеря прочности из-за разрыва проволок представлена кривой 2.

После того, как новый проволоочный канат начал функционировать, вскоре проявится значительный износ внешних проводов; однако, фактическая потеря площади поперечного сечения будет небольшой.

В ходе дальнейшей работы износ постепенно увеличивается, но скорость износа уменьшается, что демонстрируется кривой 1.

Как видно на рис. 2.30, разрыв внешних проволок обычно появляются позже в процессе службы каната.

Основным критерием оценки состояния каната является число разрывов проволок каната.

Природа разрывов проволок может быть различной.

Разрывы при растяжении характеризуются образованием шейки так, что конец проволоки с одной стороны разрыва конусообразный, а другая — чашевидной формы.

Подобные разрывы могут быть вызваны перегрузкой или ударной нагрузкой по ослабленным канатам и могут быть ускорены абразивным износом или коррозией.

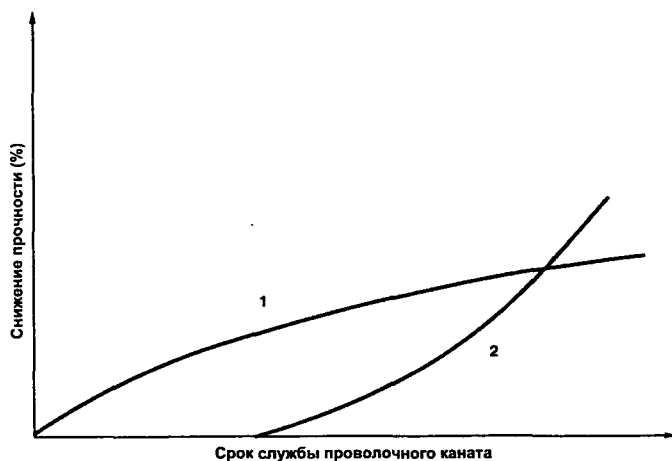


Рис. 2.30. Уменьшение прочности проволочного каната за срок службы

Зона *усталостных разрывов* может быть различной формы: она может быть полной и прямоугольной, поперечной с локальным продольным разрывом проволоки и последующим разрывом в ослабленном месте, или конхоидальной.

Усталостные разрывы обычно получаются из-за продолжительного или знакопеременного изгиба или вибраций, на их появление неблагоприятно влияет неправильное смазывание, коррозия, абразивный износ и избыточное контактное давление в изношенных ручьях шкива.

В табл. 2.10 указано критическое число разрывов проволок для канатов разных конструкций (данные компании **Gustav Kocks GmbH**). Числа, относящиеся к канатам лифтов 6×19 и 8×19 обычной свивки с органическими сердечниками, соответствует стандарту **ISO 4309**.

Таблица 2.10

Критическое число разрывов проволок

Конструкция каната	Число видимых разрывов проводов на длине:	
	6×d	30×d
6×19 + FC	10	19
8×19 + FC	13	26
DRAKO 300 T	14	29

где d – номинальный диаметр каната.

Несколько лет назад профессором К. Фейрером в Университете Штуттгарта были проведены испытания для сравнения фактических разрывов проволок со значениями принятыми в стандарте DIN 15020 (немецкий стандарт) и ISO 4309.

Канаты различной конструкции подвергались испытанию на изгиб.

В ходе испытаний число разрывов проволок сопоставлялось с числом циклов при относительной нагрузке, определяемой как F/d^2 (F – сила натяжения), при различных соотношениях диаметра шкива и номинального диаметра каната.

Число разрывов за 80% срока службы каната было принято как критическое, соответствующее необходимости замены каната.

Разрывы проволок относятся к длине каната $6d$ (обозначение BA_6) или $30d$ (BA_{30}), соответственно.

На рис. 2.31 показана зависимость между критическим числом разрывов проволок и относительно растягивающей нагрузкой, для различных отношений диаметр шкива и номинального диаметра каната, для проволочных канатов конструкции **Filler** или **Warrington, 8×19+FC**, обычной свивки. Контрольная длина каната была принята равной $30 \times d$.

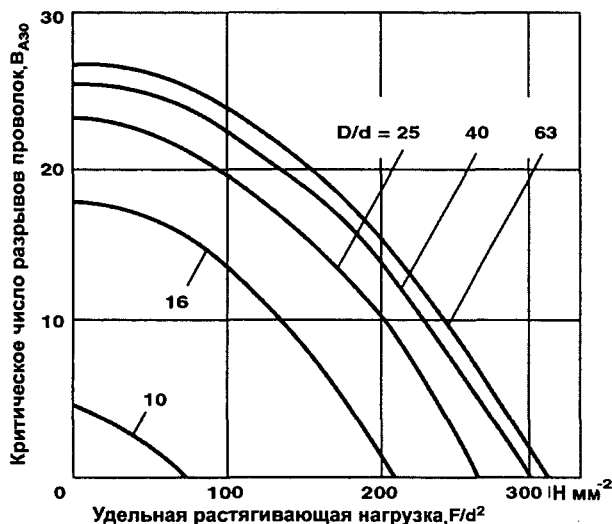


Рис. 2.31. График зависимости критического числа разрывов проволок от относительной величины растягивающей силы

Критическое число разрывов проволок на длине BA_6 и BA_{30} , определенное в ISO 4309, а также выявленное при испытаниях, приведено в табл. 2.11.

Как мы видим в табл. 2.11, результаты испытаний продемонстрировали хорошее соответствие данным ISO для канатов обычной свивки с сердечниками из волокнистых материалов, тогда как нормируемые числа должны быть почти удвоены для канатов обычной свивки с проволочными сердечниками.

Канаты параллельной свивки, независимо от вида сердечника не дали надежных результатов, т.е. на контролируемых отрезках длины не было отмечено видимых разрывов проволок внешнего слоя, хотя могло быть значительное число разрывов на внутренних проволоках и прочность на разрыв каната могла быть значительно уменьшенной. Такой же феномен имел место с канатами, взаимодействовавшими с футерованными полиуретановыми ручьями шкивов.

В результате, на лифтах рекомендуется использовать канаты обычной свивки, тогда как канты односторонней свивки следует использовать только тогда, когда производится неразрушающий магнитный инспекторский контроль. При использовании пластиковой облицовки ручьев шкива следует соблюдать осторожность.

Таблица 2.11

Критическое число разрывов проволок канатов лифта

Стальные канаты			Критическое число разрывов проволок					
			согласно DIN 15020 и ISO 4309		по результатам испытаний			
					стальной ручей		пластиковый ручей	
			В _{A6}	В _{A30}	В _{A6}	В _{A30}	В _{A6}	В _{A30}
Warrington и Filler	обычная	8 × 19 + FC	13	26	13	26	0	0
	свивка	6 × 19 + FC	10	19	10	20	0	0
		8 × 19 + WR	13	20	24	47		
		6 × 19 + WR	10	19	18	35		
	одно-	8 × 19 + FC	6	13	0	0	0	0
	сторонняя	6 × 18 + FC	5	10	0	0	0	0
	свивка	8 × 19 + WR	6	13	0	0		
		6 × 19 + WR	5	10	0	0		
Seale	обычная	8 × 19 + FC	10	19	11	22	0	0
	свивка	6 × 19 + FC	6	12	8	16	0	0
		8 × 19 + WR	10	19	21	43		
		6 × 19 + WR	6	12	16	32		
	одно-	8 × 19 + FC	5	10	0	0	0	0
	сторонняя	6 × 19 + FC	3	6	0	0	0	0
	свивка	8 × 19 + WR	5	10	0	0		
		6 × 19 + WR	3	6	0	0		

2.7. Компенсирующие канаты

В конструкции высотных лифтовых установок применяются компенсирующие канаты или цепные кабели для минимизации степени неуравновешенности тяговых канатов и подвесных кабелей, которая создает дополнительную нагрузку на шкиве и двигателе независимо от положения кабины.

Пока влияние изменения силы тяжести канатов подвески не скомпенсировано, тяговое усилие может стать или недостаточным или избыточным, что может создать опасную ситуацию.

Кроме того, при использовании компенсирующих канатов (цепных кабелей), требуется меньший крутящий момент двигателя лифта. Определение параметров компенсирующих канатов дано в разделе 6.

Компенсация обычно необходима для высоты подъема более 30 м.

При номинальной скорости более 2,5 м/с, для компенсации могут использоваться только канаты.

Они закрепляются в нижней части кабины, проходят вниз и огибают блоки натяжного устройства, расположенного в приемке, и далее вверх для крепления к нижней части противовеса (канатные системы показаны в разделе 3.1).

При номинальной скорости больше 3,5 м/с натяжное устройство должно быть оборудовано противо-подскоковым устройством.

Срабатывание противо-подскокового устройства вызывает разрыв электрическая цепь безопасности, которая должна отключить лебедку.

При скорости меньше 2,5 м/с может использоваться компенсирующие цепные кабели. Они дешевле и система подвески проще, т.к. не требуется натяжное устройство.

Первый вариант подобного компенсирующего устройства был представлен в виде цепи, которая вызывала шум, особенно при высокой скорости.

В связи с этим уравнивающая цепь может применяться при скоростях до 1 м/с.

Кроме того, трение одного звена с другим вызывало абразивный износ. Ветви цепи, свободно висящие в шахте лифта, подвержены склонности к перехлестыванию и образованию внизу петли так, что звенья одной ветви могут тереться о звенья другой при движении кабины, увеличивая уровень шума и износ звеньев.

Позднее, стали применять компенсирующие цепи с пропущенной через звенья веревкой (пеньковый канат пропущенный через звенья) или составлять из звеньев с пластиковым покрытием. Эти методы привели к снижению шума и абразивного износа.

Некоторое время назад, корпорацией Siercor, США был представлен компенсирующий кабель **Whisperflex**. Он имеет почти круглую форму поперечного сечения (рис. 2.32) и состоит из трех компонентов:

1. Прочная основа обычно представлена цепью.
2. Оболочка из черного поливинилхлорида, которая гарантирует износостойкость.
3. Смесь металлических частиц и пластиковых элементов, которая образует сплошной наполнитель.

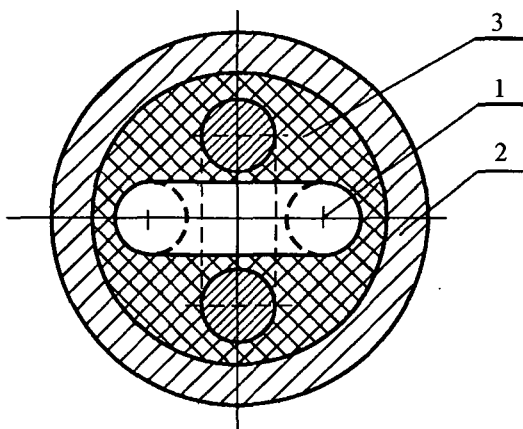


Рис. 2.32. Поперечное сечение компенсирующего кабеля Whisperflex (корпорация Siercor)

Металлические частицы могут быть железистые или нежелезистые любого размера и формы, предпочтительно от 0,5 до 1,0 мм в диаметре. Они занимают 50-70% объема, остальное занято пластиковыми (поливинилхлорид) элементами.

Кабель **Whisperflex** может также изготавливаться в виде плоской ленты.

Применение металлических частиц ведет к увеличению веса на единицу линейной длины так, что при том же весе на единицу длин, кабель **Whisperflex** меньше в диаметре по сравнению с прежними компенсирующими цепями.

Характерной особенностью кабеля **Whisperflex** – минимизация шума и абразивного износа. Он формирует свободно висющую петлю в шахте лифта и имеет меньшее поперечные колебания, так, что маловероятны его удары по стенкам шахты. Он имеет характеристику демпфирования колебаний, сходную с подвесным кабелем лифта.

В табл. 2.12, приведены основные технические данные всех размеров компенсирующего кабеля **Whisperflex**, выпускаемого в настоящее время.

Кабель **Whisperflex** используется при скоростях до 1,75 м/с, но будущие разработки должны облегчить его применение в высотных установках при больших скоростях, и он будет способен заменить компенсирующие канаты и натяжные устройства при номинальной скорости до 3,5 м/с.

Таблица 2.12

Технические данные компенсирующего

Вес кабеля (кг/м)	Размер цепи (мм)	Диаметр кабеля (мм)	Максимальная длина подвески (мм)	Номинальная длина петли (мм)
1,49	3,2	25,1	114	457
2,24	4,8	29,7	152	508
2,98	6,4	32,8	183	533
3,73	7,9	36,1	232	558
4,47	7,9	40,4	194	609
5,22	9,5	41,7	232	609
5,96	9,5	45,5	203	609

Пример 2.1

Сделайте правильный выбор подвесных канатов для пассажирского лифта при следующих параметрах:

Номинальная грузоподъемность	$Q = 630$ кг
Масса кабины	$K = 737$ кг
Масса противовеса	$Z = 1020$ кг
Высота подъема	$H = 33,6$ м
Номинальная скорость	$V = 1,6$ м/с
Канатный фактор (кратность подвески) $i = 1$	
Компенсирующие канаты (кабели) отсутствуют	

Коэффициент запаса f дается уравнением (2.1), из которого минимальная разрушающая нагрузка N для всех канатов может быть определена, при условии, что коэффициент запаса соответствует EN 81-1:1998.

На этой стадии расчета необходимо получить следующие сведения: форма ручья, номинальный диаметр каната и диаметр тягового шкива.

Эти данные неизвестны; поэтому допустим, что коэффициент запаса $f=12$ и посчитаем номинальный диаметр каната:

$$n \times N = (Q + K) \times g_n \times f = (630 + 737) \times 9,81 \times 12 = 160\,923 \text{ Н}$$

Влиянием веса каната можно пренебречь. Минимальное количество канатов будет $n = 4$. Для выбора каната могут быть использованы табл. 2.1, 2.2 и 2.3, дающие следующие результаты:

Группа конструкции 6×19 ,

номинальный диаметр $d = 10$ мм, общая разрушающая нагрузка 198 кН, фактический коэффициент запаса 14,765;

номинальный диаметр $d = 11$ мм, общая разрушающая нагрузка 239,6 кН фактический коэффициент запаса 17,867.

Группа конструкции 8×19 ,

номинальный диаметр $d = 10$ мм, общая разрушающая нагрузка 175,6 кН, фактический коэффициент запаса 13,094 мм;

номинальный диаметр $d = 11$, общая разрушающая нагрузка 212,8 кН фактический коэффициент запаса 15,868.

Подвесному канату с номинальным диаметром 11 мм следует отдать предпочтение для того чтобы уменьшить контактное давление в ручьях шкива и увеличить срок службы и ручьев и канатов.

В некоторых установках используются канаты даже с диаметром 13 мм, чтобы удовлетворить этим требованиям.

Соответственно фактический коэффициент запаса 17,867 для канатов группы конструкции 6×19 и 15,868 для канатов группы конструкции 8×19 следует сравнить с минимальным коэффициентом запаса в соответствии со стандартом EN 81-1:1998.

Чтобы определить минимальный коэффициент запаса, мы прежде всего должны рассчитать эквивалентное число блоков из уравнения (2.3).

Допустим, что отводной блок имеет такой же диаметр, как и тяговый шкив (560 мм).

Для клинового ручья $V 35^\circ$ и отношение $D/d = 50,9$ получим:

$$N_{eq1} = 18,5; N_{eq2} = 1; N_{eq} = 19,5.$$

Минимальный коэффициент запаса f , определенный по графику на рис. 2.15: $f_{\min} = 16,5$.

В результате только канаты группы конструкции 6×19 могут быть использованы.

Если угол ручья слегка увеличить, т.е. до 38° , минимальный коэффициент запаса будет $f_{\min}=13,8$ и могут использоваться канаты группы конструкции 8×19 .

Пример 2.2.

Сделайте правильный выбор подвесных канатов для пассажирского лифта при следующих параметрах:

Номинальная грузоподъемность	$Q = 1000 \text{ кг}$
Масса кабины	$K = 1500 \text{ кг}$
Масса противовеса	$Z = 1950 \text{ кг}$
Номинальная скорость	$v = 1,6 \text{ м/с}$
Высота подъема	$H = 53 \text{ м}$
Канатный фактор (кратность подвески) $i = 2$	
Компенсирующие канаты (кабели) отсутствуют.	

Коэффициент запаса дан в уравнении (2.1)

$$n \cdot N = \left(\frac{Q + K}{i} + m_L \right) \cdot g_n \cdot f,$$

Для предварительных расчетов весом каната m_L можно пренебречь. Минимальная разрушающая нагрузка всех канатов будет:

$$m \cdot N = \frac{1000 + 1500}{2} \cdot 9,81 \cdot 12 = 147150 \text{ Н}$$

Допустим, что число канатов (а) $n = 4$, (б) $n = 5$.

$$(a) N = \frac{147150}{4} = 36787 \text{ Н}$$

Лучшим выбором будет канат лифта диаметром 10 мм группы конструкции 6×19 или 8×19 (разрушающая нагрузка 49,5 кН, или 43,9 Кн, соответственно).

Фактические коэффициенты запаса будут (приблизительная масса каната - см. табл. 2.2 или 2.3):

$$\text{Для } 6 \times 19: f = \frac{4 \cdot 49500}{\left(\frac{2500}{2} + 4 \cdot 36,1 \cdot 0,53 \right) \cdot 9,81} = 15,2.$$

$$\text{Для } 8 \times 19: f = \frac{4 \cdot 43900}{\left(\frac{2500}{2} + 4 \cdot 34,7 \cdot 0,53 \right) \cdot 9,81} = 13,52.$$

$$(b) N = \frac{147150}{5} = 29430 \text{ Н}$$

С точки зрения безопасности мы можем выбрать:

$6 \times 19 \text{ } d = 8 \text{ мм}$ или

$8 \times 19 \text{ } d = 10 \text{ мм}$

Советуем отдать предпочтение номинальному диаметру 10 мм даже с группой конструкции 6×19 для уменьшения контактного давления в ручьях шкива.

Фактический коэффициент запаса:

$$\text{Для } 6 \times 19: f = \frac{5 \cdot 49500}{\left(\frac{2500}{2} + 5 \cdot 36,1 \cdot 0,53\right) \cdot 9,81} = 18,75,$$

$$\text{Для } 8 \times 19: f = \frac{5 \cdot 43900}{\left(\frac{2500}{2} + 5 \cdot 34,7 \cdot 0,53\right) \cdot 9,81} = 16,67,$$

Необходимо быть уверенным в том, что аспект безопасности соответствует EN 81-1:1998.

Допустим, что применяются ручки полукруглые с углом подреза 105° и диаметр шкива 560 мм, также как и отводного блока.

Эквивалентное число блоков из уравнения (2.3)

$$N_{eq} = 15,2 + 1 = 16,2$$

и минимальный коэффициент запаса

$$f_{\min} = 13,5.$$

Могут быть использованы 4 каната с номинальным диаметром 10 мм любой группы конструкции.

3. ТИПЫ ПРИВОДА

3.1. Тяговый привод

Тяговый привод используется как средство передачи энергии на канаты лифта. Тяговое усилие передается за счет трения между канатами и ручьями шкива.

3.1.1. Канатные системы

Существует ряд различных канатных систем, применение которых зависит от конкретных условий, в частности от расположения лебедки, номинальной грузоподъемности и номинальной скорости кабины.

Большое внимание необходимо уделить выбору канатной системы для того, чтобы обеспечить продолжительный срок службы канатов лифта, высокий КПД системы и умеренное потребление энергии.

Для этой цели, число блоков должно быть снижено до минимума и, по возможности, следует избегать реверсивных перегибов канатов.

Лебедка обычно расположена над шахтой, т.к. верхнее ее положение обеспечивает применение наиболее простой канатной системы и относительно небольшую нагрузку на конструкцию здания.

В некоторых установках лебедка расположена в подвальном помещении рядом с полом шахты. В этом случае первоначальная цена выше, и нагрузка, действующая на расположенные в верхней части шахты блоки, и, следовательно, на несущие конструкции здания значительно выше.

По этим причинам следует по возможности избегать нижнего расположения лебедки.

Расположение механизма привода в промежуточном положении в наши дни встречается нечасто.

Раньше такое расположение использовалось для цепных лифтов с небольшой высотой подъема. Однако они постепенно были заменены более эффективными гидравлическими лифтами.

Схемы основных канатных систем представлены на рис. 3.2-3.10. (На всех схемах принято изображение тягового шкива, показанное на рис. 3.1).

(1) Верхнее расположение лебедки:

Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески $i = 1$ (рис. 3.2)

Привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески $i = 1$ (рис. 3.3).

Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески $i = 2$ (рис. 3.4)

Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески $i = 4$ (рис. 3.5)

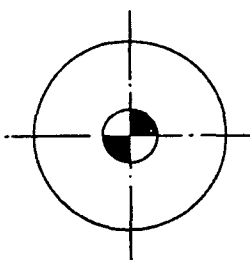


Рис. 3.1. Обозначение тягового шкива

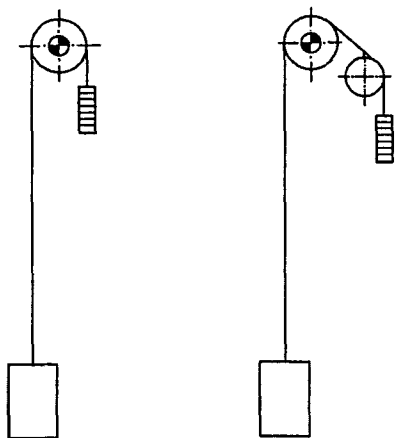


Рис. 3.2. Канатная система с верхним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 1

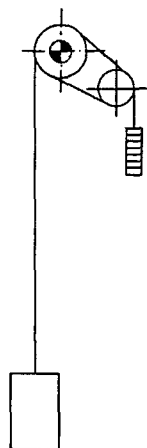


Рис. 3.3. Канатная система с верхним расположением лебедки, привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески 1

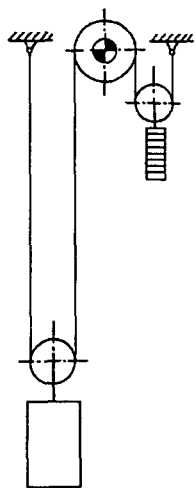


Рис. 3.4. Канатная система с верхним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 2

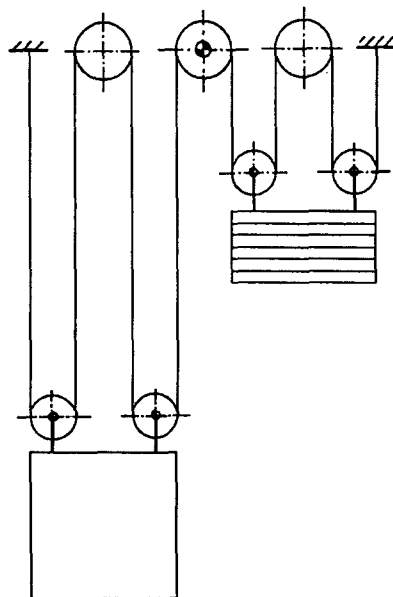


Рис. 3.5. Канатная система с верхним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 4

(2) Лебедка в нижнем помещении:

Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески $i = 1$ (рис. 3.6)

Привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески $i = 1$ (рис. 3.7).

Привод с одним обхватом, кратность канатной подвески $i = 2$ (рис. 3.8).

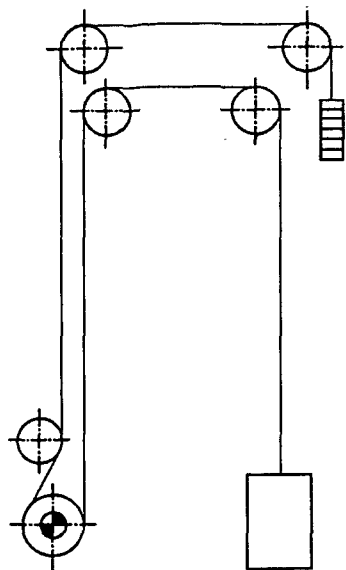


Рис. 3.6. Канатная система с нижним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 1

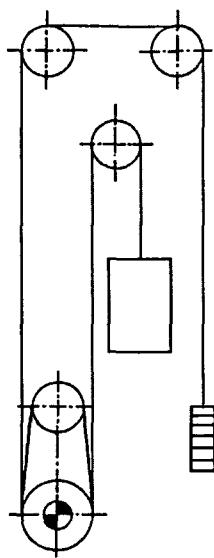
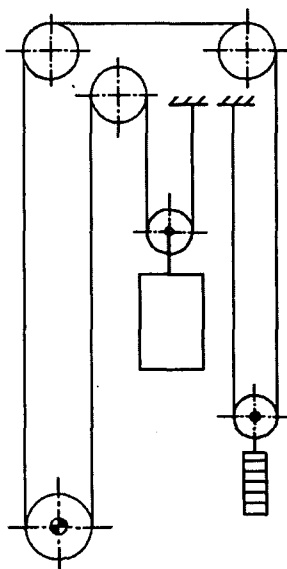


Рис. 3.7. Канатная система с нижним расположением лебедки, привод с двойным обхватом, кратность канатной подвески 1

Рис. 3.8. Канатная система с нижним расположением лебедки, привод с одним обхватом, кратность канатной подвески 2



Установка, показанная на рис. 3.2, – наиболее простая.

Когда расстояние между центром кабины и противовеса больше диаметра шкива, может быть предусмотрен отводной блок для отклонения канатов.

Для обеспечения достаточного тягового усилия может использоваться привод с двойным обхватом (см. Раздел 3.1.3).

На рис. 3.3 канаты лифта проходят от кабины через тяговый шкив, вниз, огибая контршкив, обратно к тяговому шкиву и к противовесу.

Если диаметр тягового шкива равен расстоянию между центром кабины и противовеса, второй шкив может располагаться прямо внизу.

Там, где это расстояние больше, второй шкив служит также отводным блоком (рис. 3.3).

В системах с кратностью канатной подвески не равным 1, оба конца канатов лифта неподвижно зафиксированы на верхних балках, тогда как блоки подвески установлены на кабине и противовесе.

Теоретическая сила натяжения в канатах лифта в i раз меньше, чем при кратности канатной подвески 1, а окружная скорость обода тягового шкива в i раз больше.

Канатные системы с компенсирующими канатами показаны на рис. 3.9. (кратность канатной подвески 1) и рис. 3.10 (кратность канатной подвески 2). Лебедка расположена сверху и применяется привод с одним обхватом.

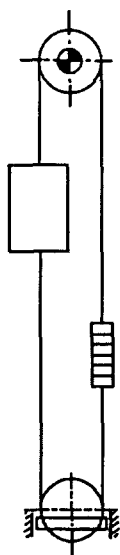


Рис. 3.9. Канатная система с компенсирующими канатами, кратность канатной подвески 1

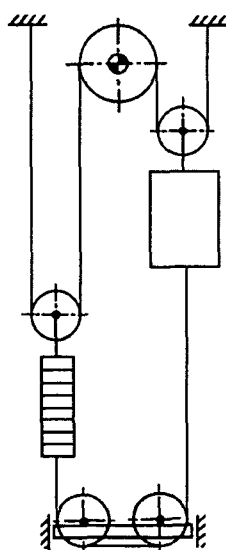


Рис. 3.10. Канатная система с компенсирующими канатами, кратность канатной подвески 2

3.1.2. Тяговый шкив и отводной блок

В соответствии с требованиями стандартов EN 81-1 и A17.1 соотношение между расчетным диаметром шкива или блока и номинальным диаметром подвесных канатов, независимо от числа прядей, должно быть не менее 40.

Минимальное соотношение между расчетным диаметром блоков натяжного устройства и диаметром компенсирующих канатов по EN 81-1 равно 30, а по A17.1 – 32.

Материал тяговых шкивов и отводных блоков

Тяговые шкивы обычно отливаются из серого чугуна с твердостью по Бринеллю 220-230 на поверхности ручьев шкива; блоки также изготавливаются методом литья из серого чугуна или из стали.

Относительно недавно на рынке появились новые неметаллические материалы, т.е. термо- и дюропластиковые материалы, поставляемые фирмой **G. Schwartz GmbH** под названием **OPTAMID®**, **LAMIGAMID®** и **LAMINEX®**.

OPTAMID® (литой полиамид) используется успешно для отводных блоков лифтов. Другие два используются для изготовления блоков клиновых ремней и звездочек цепей эскалаторов.

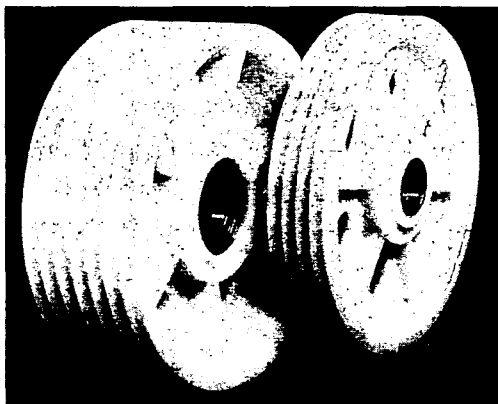


Рис. 3.11. Отводной блок, выполненный из **OPTAMID®**

Эти материалы обладают следующими преимуществами:

- малый удельный вес,
- высокая жесткость и твердость,
- высокую ударную вязкость,
- устойчивость к трению и износу,
- высокое сопротивление проскальзыванию,
- устойчивость против коррозии,
- незначительное влагопоглощение,
- частичное или полное отсутствие необходимости в техническом обслуживании.

Отводные блоки **OPTAMID®** имеют ряд важных качеств:

- удельный вес этого материала составляет только 1,15 г/см³, что делает блок значительно легче, чем стандартная продукция,
- незначительный шум при работе блоков,
- уменьшение вибраций,
- из-за низкого модуля упругости; площадь контакта между канатом и поверхностью ручья больше; удельное давление в этом месте ниже и долговечность ручья значительно увеличена,
- устойчивость к воздействию канатной смазки,
- материал может быть покрашен требуемым цветом, например, желтым.

Отводные блоки производятся литьем без размерных ограничений. Они могут опираться на роликовые подшипники или втулки (см. рис. 3.11).

Тяговые шкивы изготавливаются с окончательно готовыми ручьями для подвесных канатов.

Применяются ручки с двумя формами профиля поперечного сечения:

(i) Клиновой (V-образный), с углом $35^\circ\text{--}40^\circ$ (рис. 3.12).

С уменьшением угла возрастает тяговая способность и величина контактного давления, что влечет за собой износ поверхности ручьев и подвесных канатов.

(ii) Полукруглый (U-образный) или полукруглый с подрезом (рис. 3.13 и 3.14).

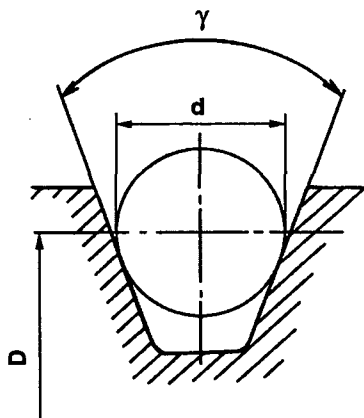


Рис. 3.12. Клиновой ручей тягового шкива

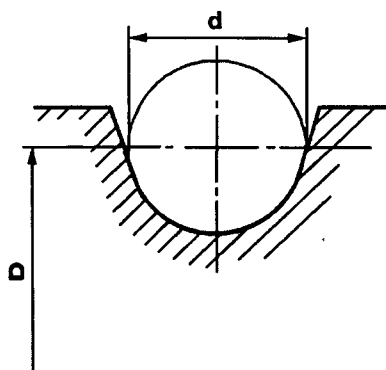


Рис. 3.13. Полукруглый ручей тягового шкива

С полукруглым ручьем тяговая способность значительно ниже, поэтому часто используется привод с двойным обхватом, особенно, в скоростных лифтах.

Однако, этот тип ручки имеет большое преимущество в части увеличенного срока службы канатов из-за меньшего контактного давления между поверхностью ручки и каната.

Следующим преимуществом является меньший уровень шума, которое особенно заметно при больших скоростях.

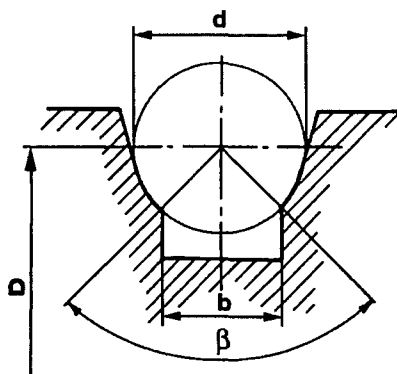


Рис. 3.14. Полукруглый с подрезом ручей тягового шкива

Свойства полукруглого с подрезом ручья занимают промежуточное положение между свойствами клинового и полукруглого.

Ширина подреза рассчитывается по формуле

$$\frac{b}{2} = \frac{d}{2} \cdot \frac{\beta}{2}. \quad (3.1)$$

Угол подреза β должен быть желательнее меньше 90° и не больше 106° .

Испытания и измерения сил натяжения канатов лифтов, проведенные несколько лет назад, выявили лучшее распределение нагрузки по канатам при использовании шкивов с полукруглой формой ручьев.

С этих позиций, ручьи полукруглые с подрезом (U-образные) должны заменить клиновые (V-образные) везде, где тяговая способность оказывается достаточной.

Большой частью, отводной блок расположен в машинном помещении. Однако если требуется большое расстояние между центром кабины и противовеса, он устанавливается под перекрытием шахты для того, чтобы уменьшить потерю величины угла обхвата. На рис. 3.15 показана геометрия взаимного положения шкива и отводного блока.

Угол ϕ между горизонтальной осью шкива и точкой касания каната с его поверхностью демонстрирует потерю угла обхвата α при применении отводного блока, т.к. $\alpha = 180^\circ - \phi$ и может определяться по формуле

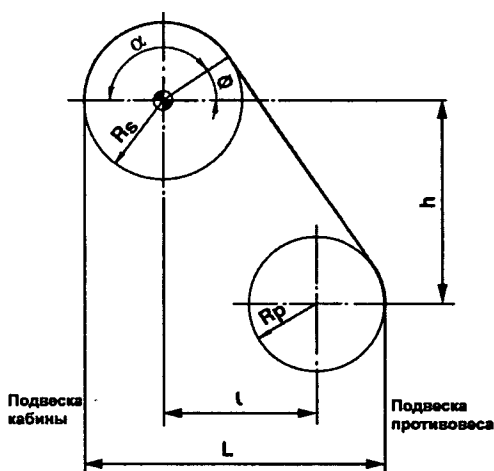


Рис.3.15 Геометрия расположения тягового шкива и отводного блока

$$\sin \phi = \frac{l \cdot \sqrt{l^2 + h^2} - (R_s - R_p)^2 - h \cdot (R_s - R_p)}{l^2 + h^2} \quad (3.2)$$

с учетом величины горизонтального и вертикального расстояния между осями шкива и отводного блока. Для $R_s = R_p$

$$\sin \phi = \frac{l}{\sqrt{l^2 + h^2}}, \quad \operatorname{tg} \phi = \frac{l}{h}. \quad (3.3)$$

Так как расстояние l определено при конкретном значении $l = L - (R_s - R_p)$, зависимость угла обхвата от вертикального расстояния h становится очевидной.

Если ось каната набегающего или сбегающего со шкива или блока не совпадает с радиальной плоскостью шкива (блока), произойдет его торможение, которое приведет к быстрому износу каната и ручья шкива (блока).

Чтобы минимизировать износ, угол между осью каната и радиальной плоскостью блока (так называемый установочный угол) не должен превышать предварительно установленного значения (определенного положительным опытом практики).

Эта величина обычно выражается котангенсом угла и определяется отношением 100:1 применительно к расстоянию между двумя блоками или блоком и закрепленным шкивом.

Если торможение возникает при изменении расстояния между двумя точками в связи с движением кабины, то минимальное значение величины отношения, исключающего торможение каната, должно составлять 40:1 (когда кабин или противовес находятся на полностью сжатом буфере).

3.1.3. Силы, действующие на шкив

Максимальная тяговая способность, которая может развиваться ручьями шкива, является функцией фактической величины коэффициента трения между канатами и ручьями, а также угла обхвата, и выражается формулой Эйлера:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha}, \quad (3.4)$$

где T_1/T_2 – отношение между большей и меньшей силой натяжения канатов, расположенных по разные стороны тягового шкива, e – основание натуральных логарифмов, f – коэффициент трения, зависящий от формы поперечного сечения ручья, и α – угол охвата шкива канатами (радиан).

Величина силы статического натяжения T_1 и T_2 зависит от номинальной грузоподъемности, массы кабины или противовеса, соответственно, массы подвесных канатов и канатного фактора (кратности канатной подвески подвески).

Если применяются компенсирующие канаты, влияние их массы, как и силы натяжения, нельзя не учитывать. (В отношении рис. 3.16: силы T_1 и T_2 рассчитываются для полностью нагруженной кабины расположенной на самой нижней посадочной площадке и в, общем случае, определяется кратностью канатной подвески i , хотя на схеме представлена система два к одному)

$$T_1 = \left(\frac{Q + K}{i} + m_L \right) \cdot g_n, (H); T_2 = \frac{Z}{i} \cdot g_n, (H), \quad (3.5)$$

где K – масса пустой кабины (кг), Q – номинальная грузоподъемность (кг), m_L – масса одной ветви подвесных канатов (кг), Z – масса противовеса (кг), i – кратность подвески и g_n – ускорение свободного падения (м/с²).

Силы, действующие на шкив, в случае применения привода с двойным обхватом, показаны на рис. 3.17. T_3 – сила натяжения после первого обхвата шкива (угол обхвата α_1). Коэффициент полезного действия первого приводного и вторичного шкивов не принимается во внимание.

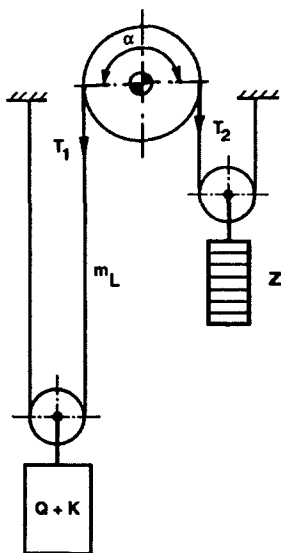


Рис. 3.16. Схема силового воздействия на шкив

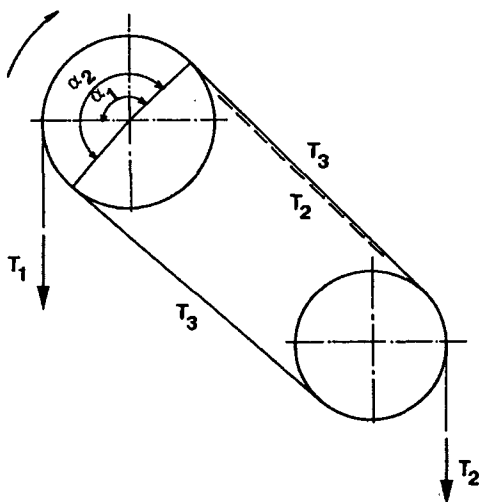


Рис. 3.17. Схема силового воздействия на шкив с двойным обхватом

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha_1}; \quad \frac{T_3}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha_2}, \quad (3.6)$$

и отсюда следует

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (3.7)$$

Тяга значительно увеличивается и поэтому применение двойного обхвата с этой точки зрения очень удобно.

С другой стороны, усложняется конструкция лебедки, увеличивается её габаритная высота и ширина обода шкива из-за необходимости удвоения числа ручьев.

Число изгибов каната больше, что приводит к дополнительному износу подвесных канатов.

Нагрузка на шкив значительно больше, чем в случае применения привода с одним обхватом. Увеличивается сопротивление от сил трения, что приводит к уменьшению коэффициента полезного действия канатной системы.

3.1.4. Контактное давление каната в ручье обода шкива

Максимальное допустимое значение контактного давления рассчитывается так

$$p_D = \frac{12,5 + 4 \cdot V_C}{1 + V_C}, \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (3.8)$$

где V_C – скорость каната, соответствующая номинальной скорости кабины (м/с).

В некоторых европейских странах максимальное давление определяется не только в зависимости от скорости каната, но также от интенсивности перевозок, обычно определяемой числом рейсов в час.

На рис. 3.18 проиллюстрирована зависимость максимально допустимого контактного давления p_D от скорости каната v_C и числа рейсов в час z .

Влияние интенсивности перевозок было учтено путем умножения основной формулы на коэффициент k .

$$p \leq p_D = \frac{12,5 + 4 \cdot v_C}{1 + v_C} \cdot k, \text{ (Н/мм}^2\text{)}. \quad (3.9)$$

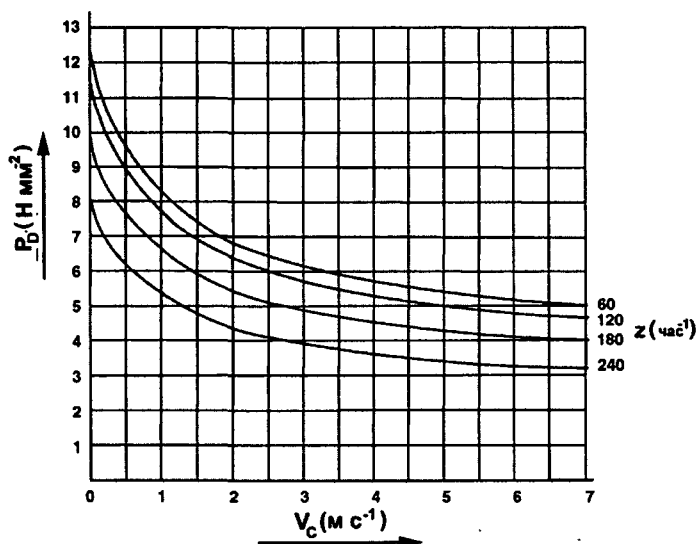


Рис. 3.18. График зависимости максимального контактного давления от скорости каната

Коэффициент k может быть рассчитан по формуле

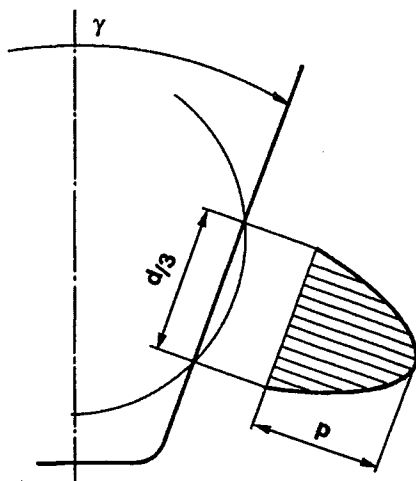
$$k = \frac{52 - \left(\frac{z}{60}\right)^2 - \frac{z}{60}}{50}. \quad (3.10)$$

При расчетах контактного давления в ручьях шкива различного профиля будут использованы впервые предложенные Хьюмансом (Humpens) и Хеллборном (Hellborn) (1927 г.) рекомендации, которые все еще сохраняют свою ценность.

(а) Клиновой ручей (V-образный)

Предполагается, что длина деформированной части поверхности каната, вызванная радиальным давлением, составляет приблизительно одну третью часть диаметра каната и величина контактного давления изменяется на этом участке по синусоидальному закону (рис. 3.19).

Рис. 3.19. Распределение контактного давления в клиновом ручье



Максимальная величина контактного давления в любой точке дуги обхвата шкива канатом определяется следующей формулой:

$$p = \frac{3 \cdot \pi \cdot T}{2 \cdot D \cdot d \cdot \sin \frac{\gamma}{2}}, \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (3.11)$$

где T – сила натяжения в точке, где рассчитывается контактное давление (Н), D – расчетный диаметр шкива (мм), d – номинальный диаметр каната (мм) и α – угол клинового ручья (V – образный) (град.).

Из уравнения 3.11 следует, что контактное давление прямо пропорционально силе натяжения, которая изменяется по закону экспоненты вдоль дуги контакта (рис. 3.20), и абсолютный максимум контактного давления будет в точке наибольшего натяжения каната.

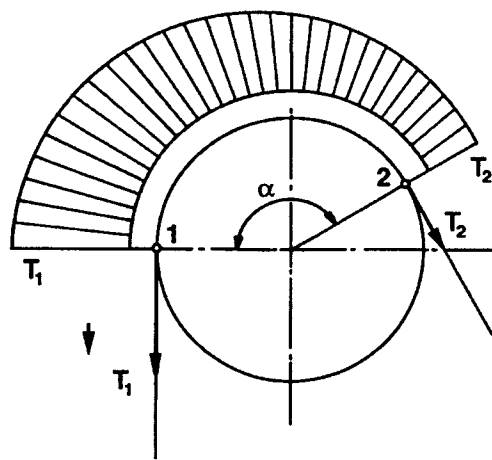


Рис. 3.20. Изменение натяжения вдоль дуги контакта тягового шкива

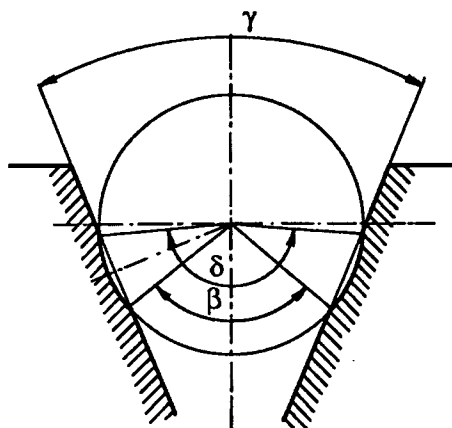


Рис. 3.21. Клиновой ручей тягового шкива после износа

Износ преобразует форму клинового ручья в полукруглый с подрезом с переменным углом контакта, эффект будет тот же, что при использовании ручья полукруглой формы с подрезом (рис. 3.21). Контактное давление уменьшается, также как величина коэффициента трения и тяговая способность.

В процессе износа канат углубляется в ручье и дуга контакта, определяемая разностью углов ($\delta - \beta$) увеличивается. Угол внешней линии площади контакта δ может достигнуть максимального значения 180° , тогда как угол β относительно невелик.

Для сохранения минимального фиксированного значения β иногда используются клиновой ручей с подрезом.

Фактическая величина контактного давления в изношенном клиновом ручье может быть определена также, как и для ручья полукруглого с подрезом (смотри далее позицию (с)).

(b) Полукруглый ручей

Как показано на рис. 3.22, после износа полукруглого ручья, канат углубляется в ручей и радиальное смещение всех опорных точек оказывается одинаковым. Это значит, что износ ручья в радиальном направлении постоянный на дуге контакта.

Износ ручья вызывается трением, которое зависит от контактного давления.

Тогда, если коэффициент трения постоянный, то радиальная составляющая контактного давления должна быть постоянной в любой точке дуги контакта. Математически это выражается так (см. рис. 3.23):

$$\frac{p}{\cos \phi} = \text{const} \quad (3.12)$$

и отсюда, величина контактного давления в радиальной плоскости

$$p = \text{const} \cdot \cos \phi.$$

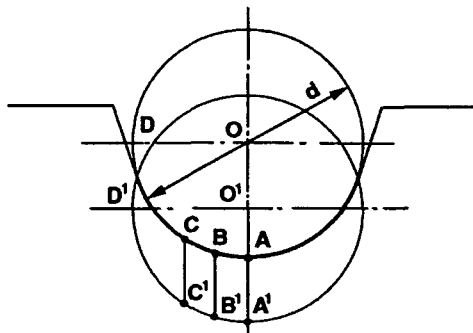


Рис. 3.22. Радиальный сдвиг каната в полукруглом ручье после износа

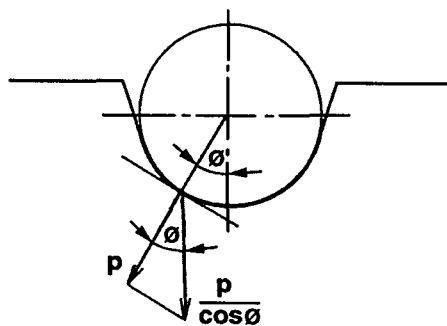


Рис. 3.23. Контактное давление в точке контактной поверхности полукруглого ручья

При $\phi = 0$, когда $\cos\phi = 1$, давление достигает максимального значения в нижней части ручья.

Распространение контактного давления вдоль зоны контакта показано графически на рис. 3.24.

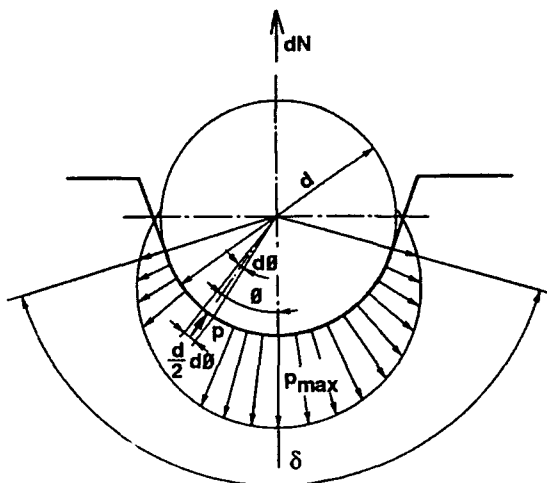


Рис. 3.24. Распределение контактного давления в полукруглом ручье

Так как сумма вертикальных составляющих контактных давлений в радиальной плоскости должна находиться в равновесии с радиальной силой dN , действующей на бесконечно малый отрезок каната, следующее уравнение 3.13 может быть использовано для расчета контактного давления (см. рис. 3.24).

$$dN = \frac{D \cdot d}{4} \cdot d\alpha \cdot \int_{\frac{\delta}{2}}^{\frac{\delta}{2}} p \cdot \cos\phi \cdot d\phi. \quad (3.13)$$

Выражение $D \times (d/4) \times d\alpha \times d\phi$ представляет собой бесконечно малую величину площадки контакта, размеры которой $(d/2) \times d\phi$ в радиальной плоскости и $(D/2 \times d\alpha)$ вдоль дуги обхвата шкива канатом.

Применяя соответствующие математические методы, можно рассчитать контактное давление по формуле так:

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos\phi}{D \cdot d \cdot (\delta + \sin\delta)}, \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (3.14)$$

которая дает достаточно обоснованное значение величины.

Максимальное контактное давление будет иметь место в нижней точкеручья ($\phi = 1$), при максимальном значении натяжения каната T .

(с) Ручей полукруглый с подрезом

Распределение контактного давления по площади контакта (рис. 3.25) аналогично распределению для полукруглого ручья, так как оно определяется той же кривой ($p = \text{const} \times \cos \phi$); однако есть существенное различие, связанное с изменением профиля ручья.

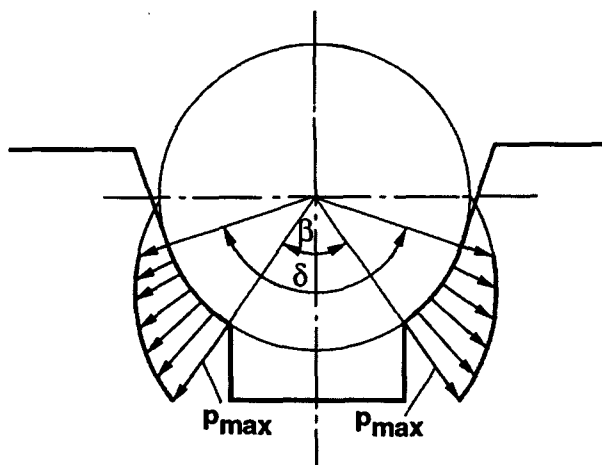


Рис. 3.25. Распределение контактного давления в полукруглом ручье с подрезом

Линия контакта между канатом и ручьем прерывается там, где изначально давление должно было бы быть наибольшим; поэтому векторы давления распространяются на меньшей площади контакта ручья, создавая в нем более высокое давление, чем в полукруглом ручье.

Исходное уравнение слегка отличается:

$$dN = \frac{D \cdot d}{2} \cdot d\alpha \cdot \int_{\frac{\beta}{2}}^{\frac{\delta}{2}} p \cdot \cos \phi \cdot d\phi, \quad (3.15)$$

и после применения такой же математической техники конечная формула будет выглядеть так

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos \phi}{D \cdot d \cdot (\delta - \beta + \sin \delta - \sin \beta)}, \quad (\text{Н/мм}^2). \quad (3.16)$$

Максимальное давление будет на краю подреза, т.е.

$$p_{\max} = \frac{8 \cdot T \cdot \cos \frac{\beta}{2}}{D \cdot d \cdot (\delta - \beta + \sin \delta - \sin \beta)}, \quad (\text{Н/мм}^2). \quad (3.17)$$

3.1.5. Коэффициент трения канатов в ручьях

(а) Клиновой ручей (V-образный)

Общеизвестно, что коэффициент трения для клинового ручья

$$f = \frac{\mu}{\sin \frac{\gamma}{2}}, \quad (3.18)$$

где μ – фактический коэффициент трения между канатом и стальным шкивом или шкивом из чугуна; для расчета обычно берется значение $\mu = 0,09$, γ – угол профиля ручья (градус).

Для 35°-ного клинового ручья, $f = 3,325\mu$, результатом чего является значительное увеличение силы тяги.

После износа конфигурация ручья изменяется и величина коэффициента трения становится меньше (см. Раздел 3.1.4).

(b) Полукруглый ручей (U-образный)

Элементарная тангенциальная реакция dF , вызванная действием радиальной силы dN на бесконечно малую часть каната, может быть рассчитана следующим образом:

$$dF = f \cdot dN = \frac{D \cdot d}{4} \cdot d\alpha \cdot \mu \cdot \left\{ \begin{matrix} +\frac{\delta}{2} \\ -\frac{\delta}{2} \end{matrix} \right\} p \cdot d\phi, \quad (3.19)$$

После замены

$$p = \frac{8 \cdot T \cdot \cos \phi}{D \cdot d \cdot (\delta + \sin \delta)}, \quad (\text{Н/мм}^2)$$

и $dN = T \cdot d\alpha$, после интегрирования окончательная формула имеет вид

$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{\sin \frac{\delta}{2}}{\delta + \sin \delta}, \quad (3.20)$$

(с) Полукруглый ручей с подрезом

Если применяется та же самая процедура, как и в пункте (b), конечная формула имеет следующий вид

$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{\sin \frac{\delta}{2} - \sin \frac{\beta}{2}}{\delta - \beta + \sin \delta - \sin \beta}. \quad (3.21)$$

В общем виде, формула для f может быть представлена в виде $f = k \times \mu$ и k может считываться с графиков на рис. 3.26 для ручьев полукруглых и полукруглых с подрезом.

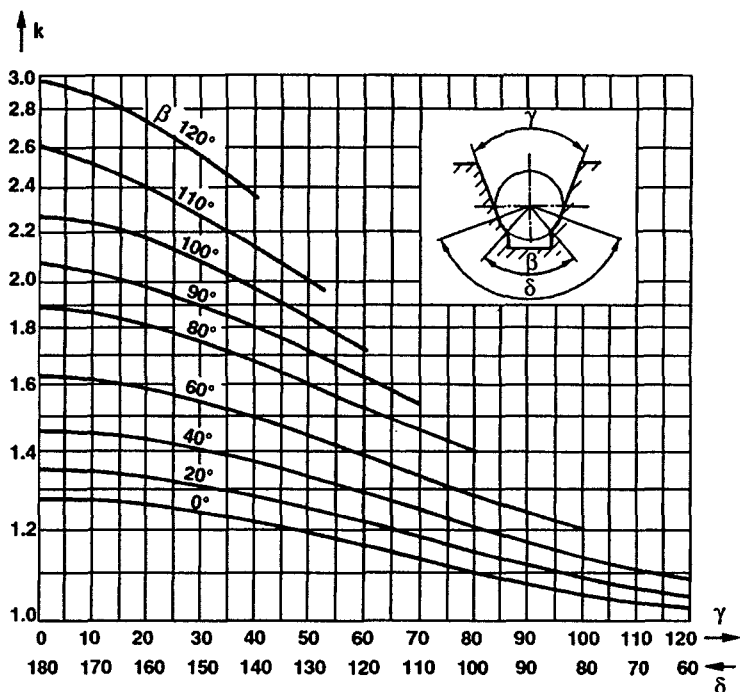


Рис. 3.26. График для определения коэффициента трения в ручьях полукруглых и полукруглых с подрезом

Для угла δ , равного 180° , коэффициент трения достигает своего максимального значения:

для полукруглого ручья

$$f = \frac{4}{\pi} \cdot \mu = 1,273 \cdot \mu, \quad (3.22)$$

для полукруглого с подрезом

$$f = 4 \cdot \mu \cdot \frac{1 - \sin \frac{\beta}{2}}{\pi - \beta - \sin \beta}. \quad (3.23)$$

3.1.6. Тяговая способность при разных условиях

Сила тяги должна быть в любое время достаточной независимо от нагрузки, положения кабины и направления движения, т.е. должна быть обеспечена справедливость уравнения 3.4

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f \cdot \alpha}.$$

Так как T_1 и T_2 – статические силы на обеих сторонах тягового шкива, может использоваться коэффициент C в простых случаях учета ускорения, замедления и особых условий установки. В результате

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C \leq e^{f \cdot \alpha}, \quad (3.24)$$

где T_1/T_2 – отношение между большими и меньшими статическим силами в ветвях канатной подвески по обе стороны тягового шкива.

$$C = \frac{g_n + a}{g_n - a},$$

где g_n – ускорение свободного падения (м/с^2) и a – ускорение (замедление) кабины (м/с^2).

Минимально допустимое значение $C = 1,1$ для малых значений номинальных скоростей.

При расчете статических сил, рекомендуется принять во внимание два случая:

(а) кабина стоит на уровне самой нижней посадочной площадки с нагрузкой, эквивалентной 125% номинальной величины грузоподъемности.

(б) порожняя кабина, стоящая на уровне самой верхней посадочной площадки.

Случай (а) иллюстрируется схемой на рис. 3.27 в качестве примера расчета сил T_1 и T_2 для более сложных установок.

Кабина показана на уровне самой нижней посадочной площадки, но расчет будет проводиться для обоих выше упомянутых случаев*.

(а) кабина на уровне самой нижней посадочной площадки нагрузкой 125% номинальной величины.

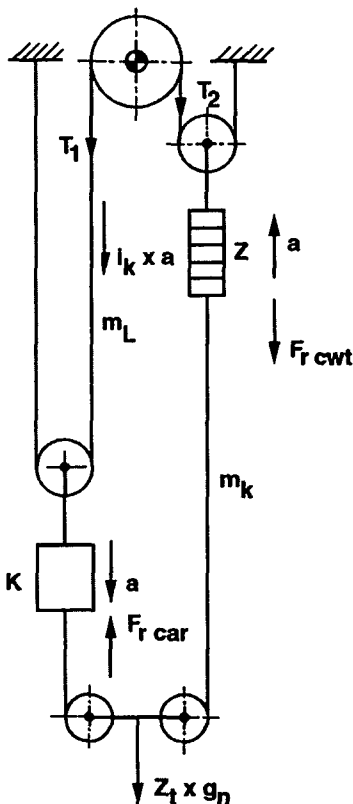


Рис. 3.27. Схема для расчета сил T_1 и T_2

Натяжение каната на стороне кабины

$$T_1 = \frac{(1,25 \cdot Q + K) \cdot (g_n + a)}{i} + m_L \cdot (g_n + i \cdot a) + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcar}}{i}.$$

*в дальнейшем автор приводит расчет натяжения канатов с учетом динамического воздействия сил инерции при ускорении разгона кабины, а статическое натяжение легко определяется при условии: $a = 0$ – прим. переводчика

Натяжение каната на стороне противовеса

$$T_2 = \frac{Z \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{m_k \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} + \frac{F_{rcwt}}{i}.$$

(b) Незагруженная кабина на самой высокой посадочной площадке

Натяжение каната на стороне противовеса

$$T_1 = \frac{Z \cdot (g_n + a)}{i} + m_L \cdot (g_n + i \cdot a) + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcwt}}{i}.$$

Натяжение каната на стороне кабины

$$T_2 = \frac{K \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{m_k \cdot (g_n - a)}{i} + \frac{Z_t \cdot g_n}{2 \cdot i} - \frac{F_{rcar}}{i}.$$

где Q – номинальная грузоподъемность (кг), K – масса кабины (кг), Z – масса противовеса (кг), m_L – масса одной ветви подвесных канатов (кг), m_k – масса компенсирующих кабелей под кабиной или противовесом (кг), i – кратность канатной подвески, Z_t – масса натяжного груза компенсирующих кабелей (кг), g_n – ускорение свободного падения (м/с^2), a – ускорение (замедление) кабины (м/с^2), F_{rcar} – сила фрикционного сопротивления движению кабины в шахте (H) и F_{rcwt} – сила фрикционного сопротивления движению противовеса в шахте (H).

В случае (b) также следует учесть влияние массы подвесного кабеля.

Влияние динамического (инерционного) вращающего момента шкива и блока на тяговую способность обычно небольшое, но при точных расчетах может быть учтено.

Динамическая окружная сила на шкиве или блоке определяется формулой:

$m_{sr} \cdot i \cdot a$, (Н) – для шкива, отводного блока или блоков подвески,

$m_{sr} \cdot a$, (Н) – для блоков натяжного устройства компенсирующих кабелей,

где m_{sr} – приведенная к ободу масса шкива или блока.

$$m_{sr} = \frac{4 \cdot I_s}{D^2}, \text{ (кг)},$$

где I_s – момент инерции шкива или блока (кг м^2) и D – расчетный диаметр шкива или блока (м).

В конечном итоге динамическая сила рассчитывается по формуле

$$\frac{4 \cdot I_s}{D^2} \cdot a, \text{ (Н)},$$

Большое внимание следует уделить определению силы тяги, в особенности для высотных лифтовых установок, где вес канатов со стороны противовеса может быть достаточным для обеспечения силы тяги, в то время как проти-

вовес покоится на буферах и лебедка работает в направлении вверх. Должны быть приняты меры предосторожности для предотвращения возможности подъема кабины при этих условиях.

Максимально возможная тяга ограничена углом обхвата α и коэффициентом трения канатов в ручьях f в соответствии с уравнением 3.4 и, поэтому, максимальная тяга получается, когда результат произведения $f \times \alpha$ принимает максимальное значение. Этого можно достигнуть при увеличении $(a)f(a)$, $(b)\alpha$ или обоих вместе.

(а) Большая тяговая способность за счет увеличения коэффициента трения может быть достигнута путем использования неметаллических вкладышей для ручьев обода.

Они применялись многие годы на тяговых лебедках в шахтах (Кюерре); их приводные тяговые шкивы большого диаметра были оборудованы вкладышами, которые монтировались в виде отдельных коротких сегментов.

Основные требования для вкладышей ручьев следующие:

- высокий коэффициент трения при всех обстоятельствах (статические и динамические нагрузки, применение канатной смазки),
- сопротивляемость действию контактного давления между канатом и вкладышем,
- износостойкость,
- устойчивость к воздействию канатной смазки,
- стабильность физических свойств в разных условиях окружающей среды (температура, влажность),
- сопротивление старению,
- невоспламеняемость или низкий уровень дыма и/или токсического газа при термическом разложении.

Первые образцы вкладышей для лифтов с тяговым приводом, появившиеся в середине 1960-х, имели конструкцию сходную с используемой на лебедках Кюерре.

Они состояли из коротких полиуретановых сегментов снабженных упругими ободками.

Сегменты могут быть легко установлены на место, а последний сегмент подрезается по длине свободного пространства.

В связи с необходимостью установки вкладышей увеличено расстояние между ручьями (рис. 3.28) и стоимость механической обработки ручьев стала больше, чем у стандартных шкивов.

Тем не менее, тяговая способность увеличилась, так же как и расширилась область применения привода с одним обхватом и срок службы канатов возрос из-за более низкого контактного давления в полукруглом ручье вкладыша.

Было обеспечено снижение уровня шума, обусловленного контактом стальных канатов и металлической поверхностью ручьев.

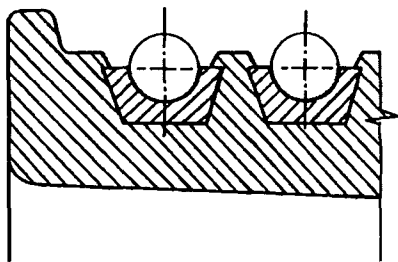


Рис. 3.28. Первоначальный вариант установки вкладышей шкива

Серийная конструкция вкладышей для ручьев, изготовленных компанией Otis Elevator Co, включает гибкое кольцо полиуретана, помещенное в клиновой (V-образный) паз приводного шкива.

Полиуретановый вкладыш легко стыкуется горячим способом с использованием специального приспособления (hot-knife).

В зависимости от диаметра шкива секции полиуретанового профиля отрезаются немного короче длины окружности паза шкива, в который он должен быть установлен.

Концы термопластичного профиля затем состыковываются посредством приспособления hot-knife и образуют однородную бесконечную ленту.

Состыкованный профиль натягивается на шкив и устанавливается в паз. Полиуретановый профиль принимает постоянную форму и крепко фиксируется в клиновой канавке шкива без использования связующего материала.

Шов после горячей стыковки такой же прочный, как и исходный материал.

Основным требованием безопасности в отношении применения неметаллических вкладышей ручьев является сохранение достаточной тяговой способности в случае разрушения вкладыша по той или иной причине (разрушение от действия огня).

В соответствии со стандартом A17.1 кабина с нагрузкой, равной 125% номинальной, должна быть безопасно остановлена и удерживаться в этой позиции в подобной ситуации.

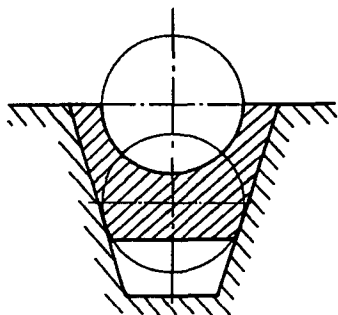


Рис.3.29 Современный способ установки вкладышей шкива

Выполнение этого требования обеспечивается путем установки вкладышей в механически обработанный паз клиновой формы с углом 35° на ободке шкива (рис. 3.29).

Если происходит разрушение полиуретановых вкладышей, канат будет иметь линейный контакт с клиновым ручьем на дуге обхвата и это вызовет очень высокое контактное давление, но оно рассматривается как допустимое из-за относительно короткого времени движения кабины.

Дополнительным преимуществом применения неметаллических вкладышей ручьев является исключение необходимости переточки ручьев шки-

ва, так как изнашиваются только вкладыши, и уменьшение вибрации лебедки передаваемой на кабину.

Кабина с пассажирами передвигается плавно и почти без шума.

Полиуретановые вкладыши используются и с редукторными и безредукторными лебедками при скорости кабины до 5 м/с.

(b) Угол обхвата (α) может быть значительно увеличен с применением привода с «двойным обхватом» (см. Раздел 3.1.3).

Другое решение проблемы появилось в начале 1980-х, когда Otis Elevator Co. предложила так называемый «привод с удлиненным обхватом».

Канатная система включает дугу контакта вокруг приводного шкива приблизительно 270° , как показано на рис. 2.30. Канаты, идущие к кабине, перекрещиваются с канатами, идущими к противовесу через отводной блок.

Для того, чтобы исключить любой нежелательный взаимный контакт канатов необходимо гарантировать достаточный зазор. С этой целью плоскость приводного шкива слегка наклонена относительно вертикальной плоскости, а отводной блок перемещается перпендикулярно и поворачивается вокруг его вертикальной оси так, что горизонтальная ось С-С устанавливается параллельно к оси отводимого каната. Прямая линия от точки касания A_1 и параллельная оси В-В обеспечивает достаточный зазор в зоне перекрещивания (штрихпунктирная линия).

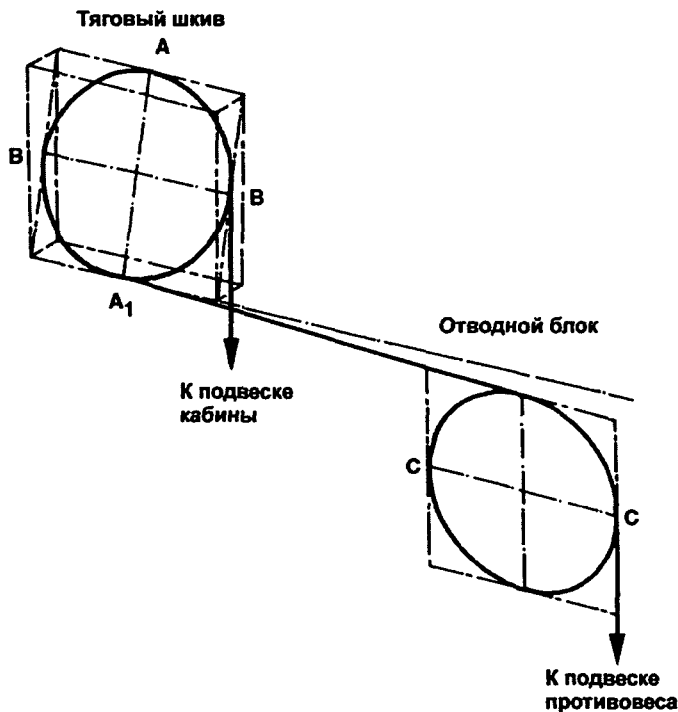


Рис. 3.30. Схема привода с "удлиненным обхватом"

И приводной шкив, и отводной блок оборудованы неметаллическими вкладышами, которые увеличивают силу сцепления и минимизируют износ каната, связанный с трением о край ручья шкива, обусловленным наклонном его радиальной плоскости.

Несколько тысяч редукторных лебедок лифтов со скоростью кабины до 1,75 м/с устроены таким образом.

Фактическая действительная тяговая способность шкива может быть установлена с помощью определения частоты колебания подвешенной массы, как представлено в следующем аналитическом рассмотрении.

Давайте рассмотрим простую систему пружина-масса, состоящую из кабины, масса которой M (кг), тягового шкива, диаметр которого D (м) и пружины с постоянной жесткостью c (Н/м). Обозначим фактическую величину коэффициента тяговой способности величиной q .

(а) Приводной шкив вращается в направлении часовой стрелки (рис. 3.31).

Сила растяжения в подвесных канатах на стороне кабины T_1 равна

$$T_1 = M \cdot (g_n - a), \quad (\text{Н}). \quad (3.25)$$

Когда канат скользит, соотношение сил натяжения на обеих сторонах тягового шкива равняется фактической величине тяговой способности.

Это можно выразить с помощью уравнения:

$$T_2 = q \cdot T_1, \quad (\text{Н}). \quad (3.26)$$

Осевая сила растяжения пружины:

$$T_2 = c \cdot (x_0 + x), \quad (3.27)$$

где x_0 – деформация от статической нагрузки пружины, когда система находится в стационарном состоянии, x – динамическая деформация пружины, т.е. дополнительная деформация после того, как система приведена в движение.

Деформации x_0 и x могут выражаться следующим образом

$$x_0 = \frac{D}{2} \cdot \varphi_0, \quad x = \frac{D}{2} \cdot \varphi, \quad (3.28)$$

где φ_0 и φ – центральные углы, соответствующие перемещениям поверхности обода, равные деформациям пружины x_0 и x .

На основе уравнений 3.26, 3.27 и 3.28 получаем

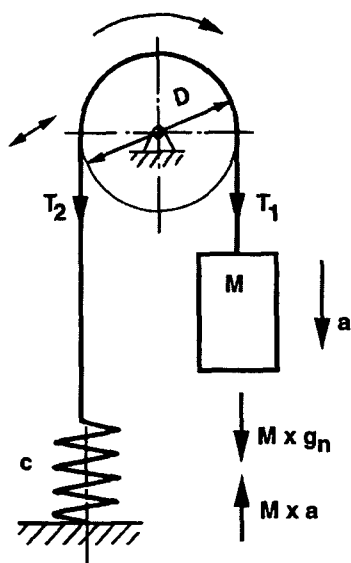


Рис. 3.31. Схема для случая вращения шкива по часовой стрелке

$$T_1 = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot (\varphi_0 + \varphi). \quad (3.29)$$

Приравнявая (3.25) и (3.29), мы получаем

$$M \cdot (g_n - a) = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot (\varphi_0 + \varphi). \quad (3.30)$$

Ускорение a может быть выражено следующим образом

$$a = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \cdot \frac{D}{2}. \quad (3.31)$$

После подстановки в (3.30) выражения (3.31) мы получаем

$$M \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \cdot \frac{D}{2} + \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi_0 + \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi - M \cdot g_n = 0. \quad (3.32).$$

В положении статического равновесия уравнение (3.25) имеет вид

$$T_1 = M \cdot g_n,$$

а уравнение (3.29)

$$T_1 = \frac{c \cdot D}{2 \cdot q} \cdot \varphi_0.$$

С учетом этого преобразуем уравнение (3.32) и получим

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{c}{q \cdot M} \cdot \varphi = 0. \quad (3.33)$$

Уравнение 3.33 – дифференциальное уравнение простого гармонического колебания

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + k^2 \cdot \varphi = 0, \quad (3.34)$$

где

$$k^2 = \frac{c}{q \cdot M}, \quad (3.35)$$

отсюда

$$k = \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}. \quad (3.36)$$

Частота f_1 равна

$$f_1 = \frac{k}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}, \quad (1/c), \quad (3.37)$$

и соответствующая угловая частота (круговая частота) ω_1

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot f_1 = \sqrt{\frac{c}{q \cdot M}}, \quad (\text{рад/с}). \quad (3.38)$$

(b) Тяговый шкив вращается в направлении против часовой стрелки (рис. 3.32)

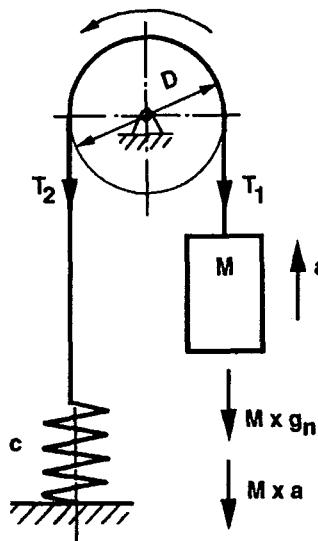


Рис. 3.32 Схема вращения шкива в направлении против часовой стрелки

Если мы приравняем,

то

Частота f_2 равняется

и угловая частота ω_2

Отношение угловых частот (круговых частот) равно

Доступная тяговая способность определяется конечной формулой

$$T_1 = M \cdot (g_n + a), \quad (3.39)$$

$$T_1 = q \cdot T_2. \quad (3.40)$$

Нагрузка, действующая на пружину

$$T_2 = c \cdot (x_0 - x). \quad (3.41)$$

Применяя те же математические методы, как в пункте (a), мы получаем

$$T_2 = \frac{c \cdot D}{2} \cdot (\varphi_0 - \varphi), \quad (3.42)$$

$$T_1 = \frac{c \cdot D \cdot q}{2} \cdot (\varphi_0 - \varphi). \quad (3.43)$$

и дифференциальное уравнение простого гармонического колебания

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{c \cdot q}{M} \cdot \varphi = 0, \quad (3.44)$$

$$\frac{c \cdot q}{M} = k^2, \quad (3.45)$$

$$k = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}}. \quad (3.46)$$

$$f_2 = \frac{k}{2 \cdot \pi} = \frac{k}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}}, \quad (3.47)$$

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot f_2 = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M}}. \quad (3.48)$$

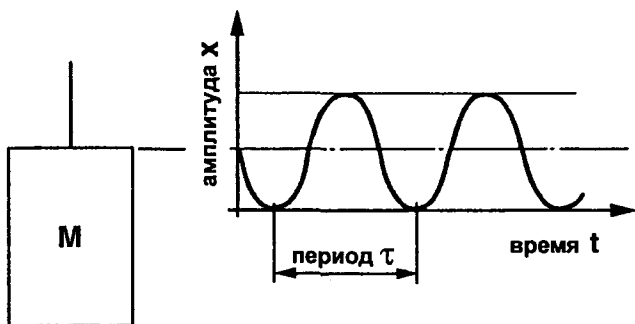
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \sqrt{\frac{c \cdot q}{M} \cdot \frac{q \cdot M}{c}} = \sqrt{q^2}.$$

$$q = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{f_2}{f_1}. \quad (3.49)$$

Результаты этого анализа могут быть использованы для определения допустимой величины коэффициента тяговой способности посредством следующей процедуры:

Одна масса подвижной лифтовой системы, т.е. противовес, закрепляется неподвижно, тяговый шкив медленно вращается в одном, затем в другом направлении и измеряется частота колебаний кабины (фактически измеряются период колебаний τ). График гармонических колебаний кабины показан на рис. 3.33, где отмечен период времени τ .

Рис. 3.33. Графа гармонических колебаний кабины лифта



3.1.7. Скольжение каната. Износ ручьев шкива

Скольжение каната

Относительное движение каната в ручье обода шкива имеет две составляющие и определяется их наложением.

(а) Удлинение каната пропорционально растяжению и соответственно изменяется, в то время как тангенциальная деформация обода стального или чугунного шкива не происходит.

Так как существует значительная разница между силами натяжения канатов с одной и другой стороны шкива, происходит изменение величины удлинения каждой части каната при прохождении дуги охвата шкива, которое приводит к скольжению (скольжение каната).

(б) Скольжение каната происходит из-за различия скорости движения отдельных канатов, вызванного различием фактической величины диаметров ручьев шкива. Этот фактор оказывает значительно большее влияние.

Износ ручьев шкива

Из-за взаимодействия каната со шкивом, которое происходит при работе лифта, большинство факторов, влияющих на срок службы канатов лифта (см. раздел 2.5), также оказывает влияние на срок службы ручьев шкива.

В Чехословакии в начале 1980-х были предприняты испытания и выполнен соответствующий анализ.

Было обнаружено, что на срок службы ручья значительное влияние имели факторы, вызванные неравномерным распределением сил натяжения в канатах лифтов, преимущественно из-за различия их рабочих диаметров. Это нерав-

номерное распределение привело к различным величинам контактного давления между канатами и ручьями шкива.

При различных рабочих диаметров окружные скорости отдельных канатов будут разными и, в результате, некоторые канаты будут скользить в своих ручьях с ускорением или замедлением относительно других, их натяжение будет изменяться в зависимости от диаметра ручья и направления движения кабины.

Износ вызывается как тангенциальным, так и радиальным воздействием на каната.

Тангенциальный эффект представлен скольжением каната в ручье и в значительной степени зависит от контактного давления.

Сравнение разницы между теоретическим перемещением каждого каната и фиктивными перемещениями, рассчитанными для ручьев с различными рабочими диаметрами показало, что износ определенных ручьев не соответствовал относительным расстояниям и, поэтому, тангенциальный эффект каната не мог быть причиной первостепенной важности.

Радиальный эффект вызывается натяжением, которое порождает контактное давление между канатом и ручьем.

Величина давления определяет степень деформации каната и, таким образом, относительное радиальное движение каната в ручье.

Была рассчитана средняя радиальная сила, действующая на единицу площади контакта 1 мм длиной, для каждого каната и получились пропорциональные значения, а также пропорциональные значения износа ручья после значительного числа пробегов кабины.

Сравнение единиц радиальной силы и износа паза выявило преимущественную важность радиального эффекта каната, так как пропорциональность износа единице величины радиальной силы была почти идеальной.

Так как величины контактного давления в отдельных ручьях прямо пропорциональны натяжению каната (см. раздел 3.1.4), все силы должны быть соответствующей величины, если даже износ достиг предельного значения.

Это обуславливает требования к геометрии шкива - разница между фактической величиной диаметров отдельных ручьев должна быть минимизирована.

3.2. Преобразование крутящих моментов

Когда осуществляется преобразование статического и динамического (инерционного) момента, связанного с движением лифта, от тихоходного (шкив) к скоростному валу (приводной мотор), необходимо учитывать КПД механической передачи.

Результирующая величина крутящего момента на скоростном валу M_1 зависит от направления перемещения, нагрузки кабины и взаимно связанных величин M_{st2} и M_{t2} , где

M_{st2} – статический крутящий момент приведенный к тихоходному валу,

M_{i2} – динамический крутящий момент подвижных частей лифта, приведенный к тихоходному валу.

Поясняющая схема приведена на рис. 3.34.

Обозначение других величин, используемых в последующих расчетах:

M_d – движущий момент на тихоходном валу,

M_p – момент, необходимый для преодоления сил трения,

M_b – тормозной момент на тихоходном валу,

i_p – передаточное отношение между скоростным и тихоходным валом,

η_p – КПД редуктора при ведущем червяке (прямой КПД),

η_p' – КПД редуктора при ведущем колесе (обратный КПД).

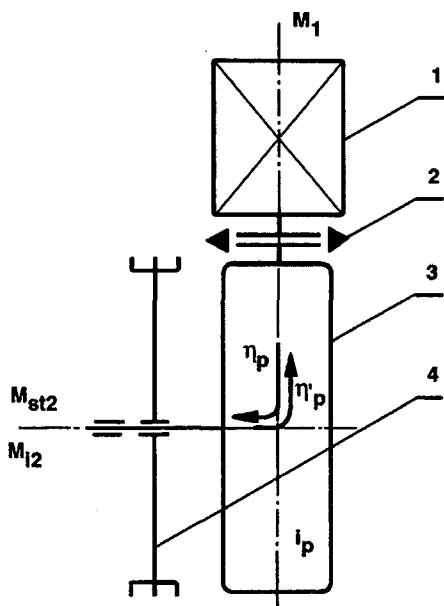


Рис. 3.34. Схема для расчета M_1 : 1 – приводной мотор, 2 – тормоз, 3 – редуктор, 4 – тяговый шкив

Пуск привода - подъем кабины

(а) Вращающий момент на стороне кабины (рис. 3.35)

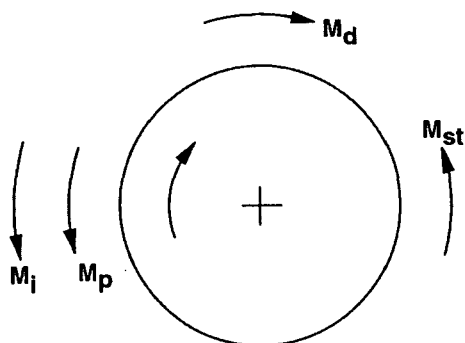


Рис. 3.35. Схема для расчета M_1

$$M = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

(b) Вращающий момент на стороне противовеса (рис. 3.36)

(ba)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{\eta_p}{i_p}.$$

(bb)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

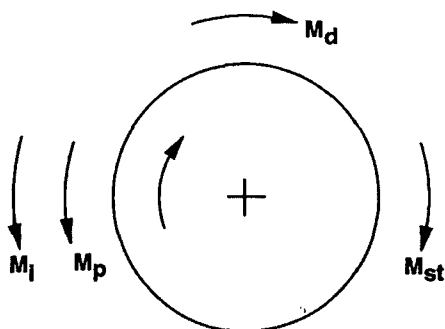


Рис. 3.36. Схема для расчета M_1

Пуск привода - опускание кабины

(с) Вращающий момент на стороне кабины (рис. 3.37)

(ca)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{\eta_p}{i_p}.$$

(cb)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

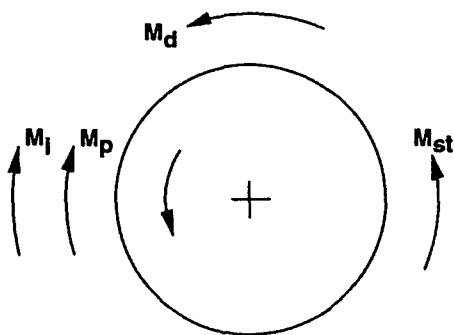


Рис. 3.37. Схема для расчета M_1

(d) Вращающий момент на стороне противовеса (рис. 3.38)

$$M_1 = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

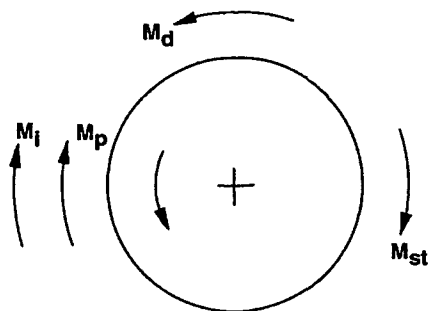


Рис. 3.38. Схема для расчета M

Торможение – подъем кабины

(а) Вращающий момент на стороне кабины (рис. 3.39)

(аа)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

(аб)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{\eta_p}{i_p}.$$

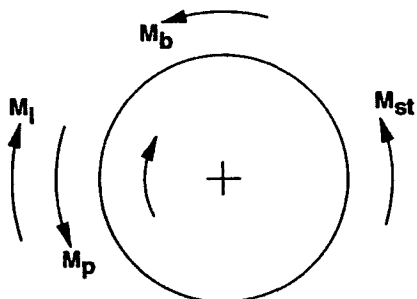


Рис. 3.39. Схема для расчета M_1

(b) Вращающий момент на стороне противовеса (рис. 3.40).

$$M_1 = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{\eta_p}{i_p}.$$

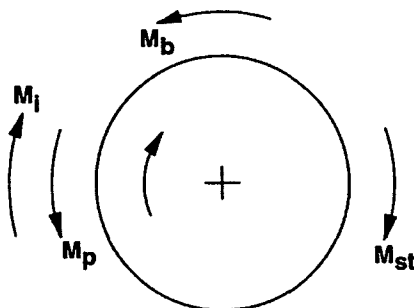


Рис. 3.40. Схема для расчета M_1

Торможение - опускание кабины

(с) Вращающий момент на стороне кабины (рис. 3.41).

$$M_1 = (M_{st2} + M_{i2}) \cdot \frac{\eta_p}{i_p}.$$

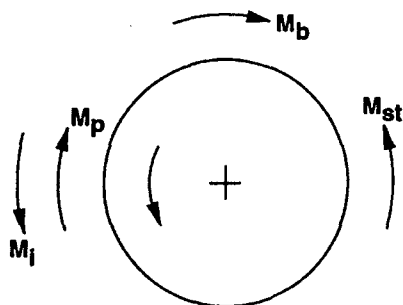


Рис. 3.41. Схема для расчета M_1

(d) Вращающий момент на стороне противовеса (рис. 3.42)

(da)

$$M_{st2} - M_{i2} > 0, \quad M_1 = (M_{st2} - M_{i2}) \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_p}.$$

(db)

$$M_{st2} - M_{i2} < 0, \quad M_1 = (M_{i2} - M_{st2}) \cdot \frac{\eta_p}{i_p}.$$

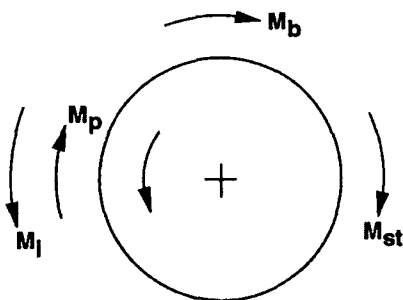


Рис. 3.42. Схема для расчета M_1

3.3. Барабанный привод

За исключением гидравлических лифтов, все ранние типы лифтовых подъемных машин были с барабанным приводом; применялись два комплекта подвесных канатов, один конец канатов каждого комплекта с соблюдением мер безопасности закреплялся на барабане, другой – на кабине или противовесе, соответственно.

Один комплект канатов был наматывался на барабане по часовой стрелке, а другой против так, что когда один комплект канатов наматывался на барабан, другой – сматывался с него.

Подобная схема установки и конструкция лебедки абсолютно устарела, поскольку в соответствии со стандартами EN 81-1 и A17.1 в лифтах с барабанным приводом не может применяться противовес. Кроме того, в A17.1 определено еще три ограничения по применению барабанного привода, а именно:

(1) лебедки с канатным барабаном не могут использоваться в пассажирских лифтах,

(2) номинальная скорость лифта не должна превышать 0,25 м/с,

(3) высота подъема не должна превышать 12,2 м.

Для продления срока службы каната и винтовой канавки применяют нарезной барабан с одним слоем навивки.

Поперечное сечение канавки имеют полукруглую форму с радиусом $(0,53-0,56) \times d$, где d – номинальный диаметр каната.

Для n канатов в комплекте должны быть предусмотрены отдельные пазы для каждого каната (n участков навивки).

Когда кабина покоится на своих полностью сжатых буферах, полтора витка каната должны оставаться в пазах барабана. Размеры нарезной части барабана указаны на рис. 3.43.

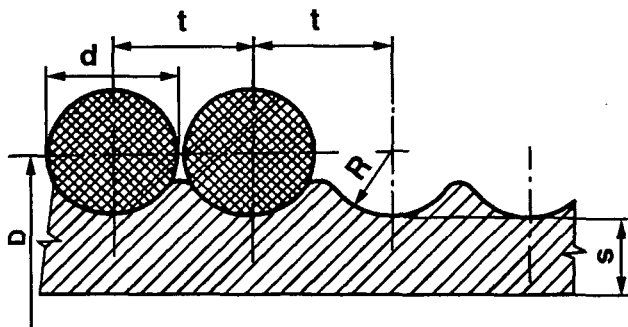


Рис. 3.43. Профиль и размеры нарезной части барабана

Соотношение между расчетным диаметром барабана и номинальным диаметром подвесных канатов должно быть не менее 40.

Число витков для одного каната определяется по формуле

$$z = \frac{i \cdot H}{\pi \cdot D} + 1,5, \quad (3.50)$$

где i – кратность канатной подвески и H – высота подъема кабины (м).

Длина намотки одного каната на нарезном барабане

$$l = z \cdot t, \text{ (мм)}, \quad (3.51)$$

где t – шаг намотки (мм) – см. рис. 3.43.

Если число подвесных канатов n , длина, соответственно, увеличится, т.е.

$$l = z \cdot t \cdot n, (\text{мм}),$$

Угол отклонения каната (угол между продольной осью каната и осью паза) не должен превышать 4° с обеих сторон оси паза нарезки.

Концевая заделка каната на барабане обычно производится внутренним клиновым зажимом или как минимум двумя прижимными планками.

Размеры барабана, в частности, зависят от номинальной грузоподъемности и высоты подъема кабины, эти параметры являются ограничивающими факторами для применения барабанного привода.

Барабанный привод допускает использовать не более 3 канатов и его затруднительно применять для высоты подъема более 30 м. Верхнее положение лебедки не целесообразно, так как в случае, когда канаты подвески идут прямо на барабан, возникают поперечные нагрузки на направляющие.

Преимущества тягового привода привели к использованию барабанного привода, прежде всего для сервисных лифтов с небольшой высотой подъема (кухонных лифтов), с нижним расположением лебедки или для нестандартных грузовых лифтов.

Пример 3.1

Для лифта из примера 2.1 определим контактное давление и коэффициент трения в ручьях шкива следующих профилей:

(1) клиновой, $\gamma = 35^\circ$,

(2) полукруглый, (а) $\delta = 167^\circ$, (б) $\delta = 180^\circ$,

(3) полукруглый с подрезом, (а) $\beta = 90^\circ$, $\beta = 180^\circ$, (б) $\beta = 105^\circ$, $\delta = 180^\circ$.

Расчет выполним для двух диаметров шкивов: $D = 560$ мм и $D = 610$ мм.

Максимально допустимое контактное давление определяется уравнением 3.8

$$p \leq \frac{12,5 + 4 \cdot v_c}{1 + v_c} ; p_{\max} = \frac{12,5 + 4 \cdot 1,6}{1 + 1,6} = 7,269 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Максимальная сила натяжения

$$T = \frac{(K + Q) \cdot g_n}{n} = \frac{(630 + 737) \cdot g_n}{4} = 3352,5 \text{ (Н)}.$$

(1) Используя уравнение 3.11, получим результат для диаметра шкива 560 мм

$$p = \frac{3 \cdot \pi \cdot 3352,5}{2 \cdot 560 \cdot 11 \cdot \sin 17,5^\circ} = 8,5288 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

что превышает допустимую величину.

Для диаметра шкива 610 мм

$$p = 7,8298 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

также больше допустимого значения.

При использовании клинового ручья необходимо увеличить число подвесных канатов до пяти или использовать канаты большего номинального диаметра (13 мм).

Коэффициент трения

$$f = \frac{\mu}{\sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{0,09}{\sin 17,5^\circ} = 0,299.$$

(2) Контактное давление рассчитывается по формуле 3.14.

Для диаметра шкива 560 мм

$$(a) \quad p = \frac{8 \cdot 3352,5}{560 \cdot 11 \cdot \left(\frac{167}{180} \cdot \pi + \sin 167^\circ \right)} = 1,386 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

$$(b) \quad p = \frac{8 \cdot 3352,5}{560 \cdot 11 \cdot \pi} = 1,3859 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Для диаметра шкива 610 мм

$$(a) \quad p = 1,273 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

$$(b) \quad p = 1,2723 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Уменьшение угла δ с 167° до 180° незначительно уменьшает контактное давление.

Если контактное давление очень маленькое, коэффициент трения и тяговая способность могут оказаться недостаточными (см. Пример 3.3).

Для расчета коэффициента трения будет использовано уравнение 3.20.

$$(a) \quad f = 4 \cdot 0,09 \cdot \frac{\sin 83,5^\circ}{\frac{167}{180} \cdot \pi + \sin 167^\circ} = 0,1139 ,$$

$$(b) \quad f = 4 \cdot 0,09 \cdot \frac{1}{\pi} = 0,1146 .$$

(3) Для расчета контактного давления будет использовано уравнение 3.16.

Для диаметра шкива 560 мм

$$(a) \quad p = \frac{8 \cdot 3352,5 \cdot \cos 45^\circ}{560 \cdot 11 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right)} = 5,3936 \text{ (Н/мм}^2\text{)} ,$$

$$(b) \ p = \frac{8 \cdot 3352,5 \cdot \cos 52,5^\circ}{560 \cdot 11 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{105}{180} \cdot \pi - \sin 105^\circ \right)} = 7,7257 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

что слишком велико.

Для диаметра шкива 610 мм

$$(a) \ p = 4,9515 \text{ (Н/мм}^2\text{)}$$

$$(b) \ p = 7,092 \text{ (Н/мм}^2\text{)}$$

Коэффициент трения – уравнение 3.21

$$(a) \ f = 4 \cdot 0,09 \cdot \frac{1 - \sin 45^\circ}{\frac{\pi}{2} - 1} = 0,1847,$$

$$(b) \ f = 4 \cdot 0,09 \cdot \frac{1 - \sin 52,5^\circ}{\pi - \frac{105}{180} \cdot \pi - \sin 105^\circ} = 0,2168.$$

Во всех случаях, кроме тех, где давление оказалось завышенным, выбранные канаты удовлетворяют условию обеспечения допустимого давления в ручье шкива.

Перед принятием окончательного решения о технических параметрах тягового привода должны быть учтены и другие аспекты: срок службы канатов и ручьев шкива, и следует провести расчет тяговой способности (см. Пример 3.3).

Пример 3.2

Для лифта из Примера 2.2 определим контактное давление и коэффициент трения в ручьях шкивов полукруглого профиля с углом подреза а) $\beta = 90^\circ$, (b) $\beta = 95^\circ$, (c) $\beta = 105^\circ$.

Диаметр шкива = 560 мм.

Максимально допустимое контактное давление по формуле 3.8:

$$p \leq \frac{12,5 + 4 \cdot V_C}{1 + V_C}; \quad p_{\max} = \frac{12,5 + 4 \cdot 3,2}{1 + 3,2} = 6,0238 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

где $V_C = i \cdot V$.

Максимальная сила натяжения

$$T = \left(\frac{K + Q}{i} + m_L \right) \cdot g_n \cdot \frac{1}{n} = \frac{(1250 + 95,665) \cdot 9,81}{5} = 2640,2 \text{ (Н)},$$

$$(a) \ \beta = 90^\circ, \delta = 180^\circ.$$

Максимальное контактное давление (3.17)

$$p = \frac{8 \cdot 2640,2 \cdot \cos 45^\circ}{10 \cdot 560 \cdot \left(\pi - \frac{\pi}{2} - 1 \right)} = 4,67 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

Коэффициент трения (3.23)

$$f = 4 \cdot 0,09 \cdot \frac{1 - \sin 45^\circ}{\left(\pi - \frac{\pi}{2} - 1 \right)} = 0,1848.$$

(b) $\beta = 95^\circ$, $\delta = 180^\circ$.

Максимальное контактное давление

$$p = \frac{8 \cdot 2640,2 \cdot \cos 47,5^\circ}{10 \cdot 560 \cdot \left(\pi - \frac{95}{180} \cdot \pi - \sin 95^\circ \right)} = 5,7065 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Коэффициент трения

$$f = 4 \cdot 0,09 \cdot \frac{1 - \sin 47,5^\circ}{\left(\pi - \frac{95}{180} \cdot \pi - \sin 95^\circ \right)} = 0,194.$$

(c) $\beta = 105^\circ$, $\delta = 180^\circ$.

Максимальное контактное давление

$$p = \frac{8 \cdot 2640,2 \cdot \cos 52,5^\circ}{10 \cdot 560 \cdot \left(\pi - \frac{105}{180} \cdot \pi - \sin 105^\circ \right)} = 6,694 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Нет необходимости рассчитывать коэффициент трения. Этот тип ручья не может быть использован, т.к. контактное давление превышает максимально допустимое значение. Ручьи из вариантов (a) и (b) могут применяться с позиции допустимости величины контактного давления, но окончательное решение должно быть принято после расчета тяговой способности.

Пример 3.3

Рассчитаем тяговую способность приводного шкива лифта, упоминаемого в примерах 2.1 и 3.1.

Предположим, что на лебедке установлен отводной блок и угол обхвата $\alpha = 165^\circ$. Для расчета будем использовать уравнение 3.2.

Расчет отношения T_1/T_2 будем проводить при условии, если кабина находится в стационарном положении на уровне нижней посадочной площадки с нагрузкой, эквивалентной 125% номинального значения.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1,25 \cdot Q + K}{Z} = \frac{1,25 \cdot 630 + 737}{1020} = 1,4946.$$

Другой случай, который обычно принимается во внимание, когда порожняя кабина находится на уровне верхней посадочной площадки, не так опасен, так как отношение T_1/T_2 меньше, чем в предыдущем случае.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{Z}{K} = \frac{1020}{737} = 1,384,$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C \leq e^{f \cdot \alpha},$$

Предполагая, что уровень замедления не будет превышать $a = 1 \text{ м/с}^2$, тогда коэффициент C будет иметь следующую величину

$$C = \frac{g_n + 1}{g_n - 1} = 1,227,$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C = 1,4946 \cdot 1,227 = 1,8339,$$

$$1,8339 \leq e^{f \cdot \alpha}.$$

Минимальное значение коэффициента трения $f_{\min}$ можно легко высчитать по уравнению

$$1,8339 = e^{f_{\min} \cdot \alpha},$$

$$f_{\min} = 0,2106.$$

Рассмотрение результатов из примера 3.1 доказывает, что сила тяги шкива будет достаточной только с ручьем полукруглого профиля при угле подреза $\beta = 105^\circ$.

Пример 3.4.

Рассчитаем тяговую способность приводного шкива из примеров 2.2 и 3.2 (а) и (б).

Предположим, что на лебедке не установлен отводной блок, и, в результате, угол обхвата $\alpha = 180^\circ$. Для расчета используем уравнение 3.24.

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C \leq e^{f \cdot \alpha},$$

$$T_1 = \left(\frac{1,25 \cdot Q + K}{i} + m_L \right) \cdot g_n = 14427,2 \text{ , (Н)},$$

$$T_2 = \frac{Z}{i} \cdot g_n = \frac{1950}{2} \cdot 9,81 = 9564,75, \text{ (Н)},$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{14427,2}{9564,75} = 1,50834.$$

Допустим, что $\alpha = 0,75 \text{ м/с}^2$.

$$C = \frac{g_n + a}{g_n - a} = \frac{9,81 + 0,75}{9,81 - 0,75} = 1,16556,$$

$$1,50837 \cdot 1,16556 \leq e^{f \cdot \alpha}.$$

Мы можем легко рассчитать минимальное значение коэффициента трения $f_{\min} = 0,1796$.

Мы можем использовать ручки с профилем (а) и (b).

Если с лебедкой используется отводной блок и в результате угол обхвата α уменьшается, допустим, до 165° , то $f_{\min} = 0,19358$ и может использоваться только ручей обода шкива с профилем (b).

4. ЛИФТОВЫЕ ЛЕБЕДКИ

4.1. Редукторные лифтовые лебедки

4.1.1. Общие положения

Безредукторные лебедки обычно используются при скоростях больше 2,5 м/с; тогда как лебедки с редукторным приводом применяются при меньших скоростях.

Прямозубые зубчатые передачи периодически использовались в прошлом, но с усовершенствованием методов проектирования и технологии производства червячная передача стала общепринятым стандартом для лифтовых редукторных лебедок.

Недавно, такие изготовители лифтов, как Otis Elevator Co. и Mitsubishi Electric Corp. представили редукторные лифтовые лебедки для номинальной скорости до 5 м/с, применяя двухступенчатые косозубые цилиндрические передачи с высоким коэффициентом полезного действия.

Лебедка оборудована трехфазным мотором, а управление скоростью достигается с помощью преобразователя частоты.

Косозубые цилиндрические зубчатые передачи предполагается использовать при скорости больше 2,5 м/с, тогда как, при меньших скоростях стандартным решением будет оставаться червячная передача.

Червячная передача иногда используется в сочетании с ременной или дополнительной парой прямозубых цилиндрических зубчатых колес (грузовые лифты повышенной грузоподъемности).

Лебедки с ременной передачей клиновым или зубчатым ремнем, должны оборудоваться не менее чем тремя ремнями, работающими параллельно.

Минимальный коэффициент запаса разрывного усилия ремня – 10.

На рынке появился ряд конструкций лебедок, оборудованных планетарными передачами (см. раздел 4.1.3).

4.1.2. Червячная передача

Применение червячного редуктора дает несколько преимуществ:

- (а) он очень компактный и имеет очень небольшие размеры при заданном передаточном числе и передаваемой мощности;
- (б) он имеет минимальное число движущихся частей, что минимизирует расходы на техническое обслуживание и замену;
- (с) червячное зацепление обеспечивает бесшумную работу;
- (д) обладает присущей ему стойкостью к ударной нагрузке.

4.1.2.1. Принципы проектирования

Червяк обычно изготавливается из ковanej заготовки легированной стали, которая обеспечивает высокую ударную вязкость и прочность, а также подходит для упрочнения рабочей поверхности и придания ей необходимой твердости.

Материалом для изготовления преимущественно служит никель-хромовая или никель-хромо-молибденовая сталь.

После закалки червяки шлифуются и полируются, чтобы обеспечить совершенный профиль зуба и максимально гладкую поверхность, необходимую для уменьшения трения и износа.

Обод червячных колес изготавливается методом центробежного литья из бронзы, пригодной для взаимодействия с червяком.

Сплавы бронзы могут быть фосфористые, медно-оловянные или медно-оловянно-никелевые с низким коэффициентом трения.

Центробежное литье дает совершенную однородность структуры с высоким сопротивлением разрушению и хорошими свойствами скольжения.

Червячный вал всегда устанавливается на два радиальных подшипника, а один упорный подшипник используется для восприятия осевой нагрузки.

Он может устанавливаться в верхнем (верхний приводной червяк) или в нижнем положении (нижний приводной червяк) под червячным колесом.

Верхнее расположение, кажется, используется чаще на лебедках, работающих в легком и среднем режиме нагрузки.

Преимуществами являются легкая герметизация редуктора, простой контроль состояния червячного зацепления и то, что вал червячного колеса расположен внизу над рамой лебедки.

Однако условия смазки червяка, в целом, хуже, чем при нижнем его расположении, особенно в периоды пуска, когда возможен режим сухого трения при больших нагрузках. Также в периоды торможения скорость червячного колеса может быть недостаточно высокой, чтобы обеспечить достаточную подачу масла в зону червячного зацепления.

Типичная конструкция редуктора с нижним червяком представлена на показана на рис. 4.1.

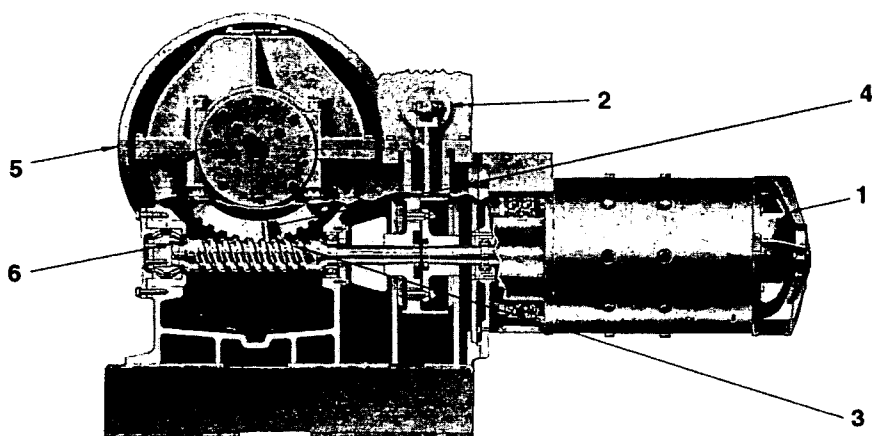


Рис. 4.1. Типичная конструкция редуктора с нижним червяком (Otis Elevator Co.):

1 – мотор переменного тока, 2 – тормоз с магнитом постоянного тока, 3 – червяк, 4 – червячное колесо, 5 – тяговый шкив, 6 – конические роликовые подшипники

Поверхности зубьев червяка представляют собой спираль с эвольвентным профилем и углом зацепления 15 или 20 градусов.

Следует отметить, что при увеличении угла зацепления больше 20°, зуб подвергается повышенному давлению и становится необходимым использовать смазочные материалы, пригодные для работы при больших контактных давлениях.

Число заходов червяка n прямо связано с передаточным числом редуктора i_G

$$i_G = \frac{N}{n}, \quad (4.1)$$

где N – число зубьев червячного колеса, как правило,

$N \geq 36$ для угла зацепления 15°,

$N \geq 24$ для угла зацепления 20°.

Если принять 85 за максимальное число зубьев червячного колеса (принято в соответствии с опытом большинства изготовителей лифтов во избежание повышенных размеров зубчатой передачи), максимальное передаточное число редуктора, зависящее от числа заходов, будет таким:

Число заходов	Максимальное передаточное число
1	85
2	42
3	28

Установка тихоходного вала может производиться несколькими способами. Вал может поддерживаться:

(а) – двумя подшипниками лебедки с консольным расположением тягового шкива (рис. 4.2) при относительно небольших или средних нагрузках,

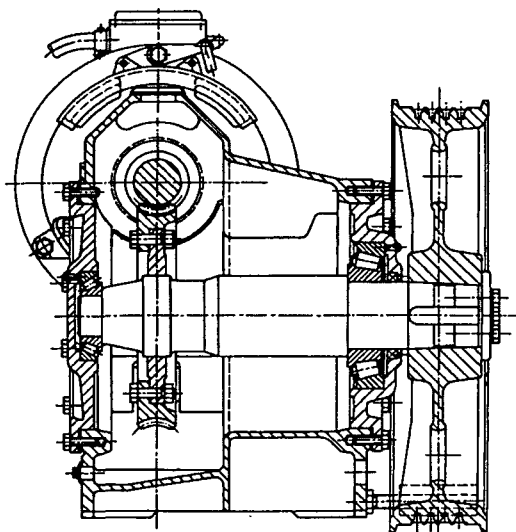


Рис. 4.2. Сечение тихоходного вала с консольно установленным шкивом (Otis Elevator Co.)

(b) – двумя подшипниками, один из которых расположен в корпусе редуктора, второй установлен на опоре, составляющей часть рамы редуктора, с другой стороны шкива; червячное колесо расположено между ними (рис. 4.3);

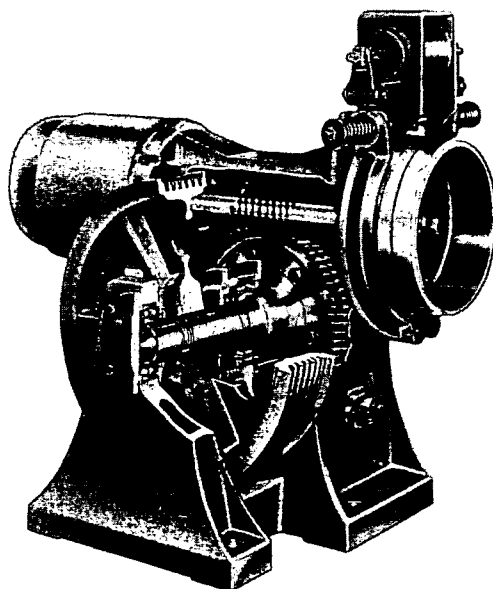


Рис. 4.3. Тихоходный вал, поддерживаемый двумя подшипниками по разные стороны шкива (Otis Elevator Co.)

(с) – тремя подшипниками, два в лебедке и один на отдельной опоре с внешней стороны шкива (см. рис. 4.11);

(d) – шкив и червячное колесо закрепляются на фланцах общей ступицы, с подшипниками, установленными на неподвижной оси (рис. 4.4).

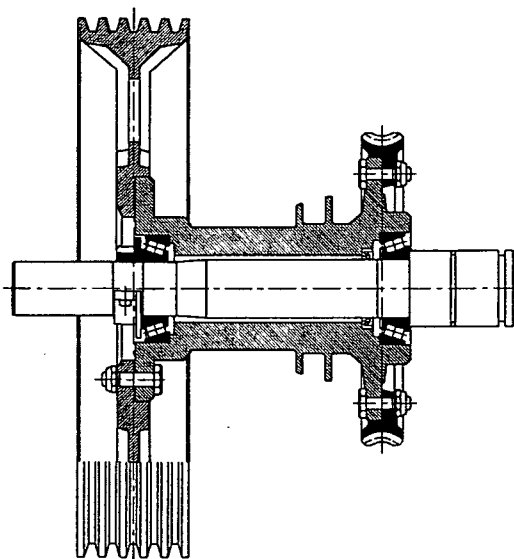


Рис. 4.4. Червячное колесо и тяговый шкив общей ступицей

Коэффициент полезного действия червячной передачи η_G может быть выражен уравнением 4.2 (без учета потерь в подшипниках и потерь, связанных с перемешиванием масла):

$$\eta_G = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \phi)},$$

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{\mu}{\cos \alpha_n}, \quad (4.2)$$

где λ – угол подъема винтовой линии нарезки червяка, μ – коэффициент трения и α_n – нормальный угол зацепления.

Уравнение 4.2 справедливо только в случае ведущего червяка.

При ведущем червячном колесе, коэффициент полезного действия будет определяться уравнением:

$$\eta'_G = \frac{\operatorname{tg}(\lambda - \phi)}{\operatorname{tg} \lambda}. \quad (4.3)$$

Коэффициент трения зависит от ряда факторов, а именно, от материала, качества обработки поверхности, скорости, вида смазочного материала, нагрузки зубчатого зацепления, точности изготовления и сборки.

В настоящее время используются экспериментально полученные значения μ , включающие потери подшипников вала червяка и колес, которые относительно не велики и их трудно оценить раздельно.

На рис. 4.5 показана зависимость $\operatorname{tg} \phi'$ от скорости скольжения соответствующих поверхностей зубьев (угол зацепления 20°).

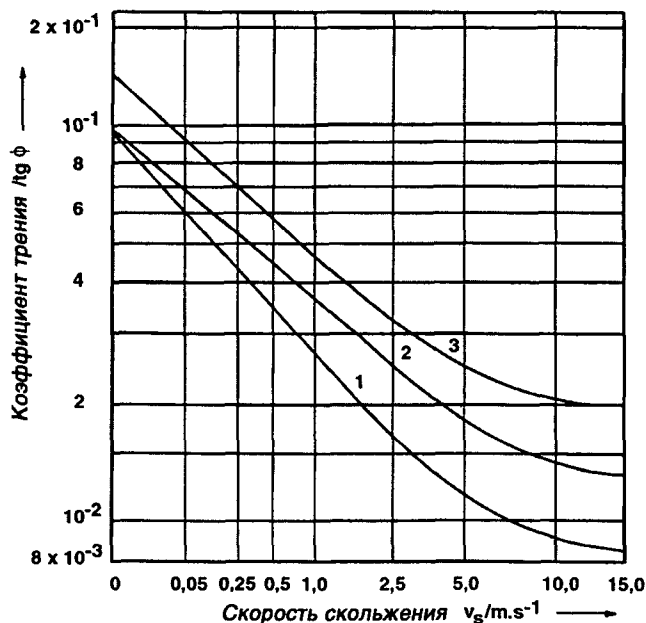


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения в червячном зацеплении

Кривая 3 соответствует применению зубчатых колес из фосфористой бронзы и твердых шлифованных и полированных стальных червяков, смазанных минеральным маслом с вязкостью $(60 - 130) \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при 60°C

Кривые 1 и 2 действительны для следующего сочетания материалов: стальной закаленный шлифованный червяк, червячное колесо медно-оловянно-бронзовое CuSn12.

Различие между кривыми 1 и 2 обусловлена применением различных масел:

кривая 1 – синтетическое масло (Polyglycol), имеющее вязкость $\nu_{50} = 95 \text{ мм}^2/\text{с}$;

кривая 2 – минеральное масло, имеющее вязкость $\nu_{50} = 110 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Эти материалы, работая вместе, обеспечивают хорошую работоспособность при низком коэффициенте трения, и имеют хорошую износостойкость.

Скорость скольжения определяется формулой:

$$V_s = \frac{V_p}{\cos \lambda}, \text{ (м/с)} \quad (4.4)$$

где V_p – окружная скорость на диаметре делительной окружности червяка (м/с).

4.1.2.2. Принципы расчета

В Великобритании, утвержден стандарте BS 721: Worm Gearing (Червячная передача). В США Американский Институт Национальных Стандартов (ANSI) разработал стандарт AGMA 6034-A87-март 1988 «Практика применения низкоскоростных цилиндрических червячных редукторов и двигателей со встроенным редуктором», в котором приводится методика определения срока службы и технические требования к проектированию.

В соответствии с BS 721, допустимый крутящий момент лимитируется на основе учета поверхностных напряжений или напряжений изгиба винтовой нарезки червяка и зубьев колеса.

В результате, определение несущей способности пары червячного зацепления включает четыре расчета, связанные с износом и прочностью червяка и червячного колеса при допустимом крутящем моменте на червячном колесе, с целью получения по меньшей мере четырех величин.

Несущая способность приводов с червячной передачей может быть определена с учетом нескольких критериев, а именно:

- (а) тепловая мощность,
- (b) износостойкость,
- (с) прочность зуба,
- (d) ударная стойкость.

Показатели несущей способности червячных лифтовых лебедок определяется преимущественно на основе тепловых расчетов.

Показатели износостойкости (долговечности) должны быть определены, чтобы гарантировать требуемый срок службы червячного зацепления.

В то же время, прочность зубьев редуктора никогда не являлась лимитирующим фактором для червячной передачи лифтовых установок.

Выбор диаметра червяка ограничивается рассмотрением прочности и упругой деформации скоростного вала, чтобы обеспечить нормальные условия зацепления и высокий коэффициент полезного действия редуктора.

Так как коэффициент полезного действия увеличивается при уменьшении диаметра червяка, его величина должна быть по возможности небольшой, согласующейся с необходимой прочностью поперечного сечения червяка и допустимой величиной прогиба.

Крайние значения диаметра червяка D_1 в средней точке рабочей глубины резьбы могут рассчитываться по следующим эмпирическим формулам:

Максимальное значение

$$D_{1\max} = \frac{C^{0,875}}{1,07}, \text{ (мм)} \quad (4.5)$$

Минимальное значение

$$D_{1\min} = \frac{C^{0,875}}{2,0}, \text{ (мм)} \quad (4.6)$$

где C – межцентровое расстояние редуктора (мм).

Максимальный радиальный прогиб червяка в точке зацепления $y_{\max}$ ограничен до

$$y_{\max} = 0,025\sqrt{t}, \text{ (мм)} \quad (4.7)$$

где t – осевой шаг (мм). Осевой шаг – шаг резьбы червяка, деленный на число заходов червяка.

4.1.2.3. Расчет тепловыделения

Температура смазочного материала в зоне зацепления – лимитирующий фактор тепловой мощности передачи.

Если температура слишком высокая, масляная пленка может оказаться недостаточной при среднем давлении в зацеплении.

На структуру металла может повлиять интенсивное увеличение температуры, вызывающее разрушение бронзового червячного колеса.

Так как коэффициент полезного действия червячной передачи большей частью ниже чем у других видов передач, и выделяемое тепло прямо пропорционально потере энергии, тепло рассеиваемое червячным приводом может быть значительным.

Факторы, влияющие на уровень рассеивания тепла из корпусом червячного редуктора, следующие

- (а) площадь поверхности корпуса,
- (б) движение смазочного материала внутри корпуса,
- (с) движение воздуха внутри корпуса, возникшее из-за действия вентилятора, установленного на червячном валу.

Естественное рассеивание тепла при стационарных условиях до некоторой степени зависит от конструкции корпуса зубчатой передачи, но для лебедок однотипной конструкции оно приблизительно пропорционально площади его поверхности.

Движение червяка и червячного колеса порождает возмущения в масляной ванне и, следовательно, увеличивает количество рассеиваемого тепла.

Тепло, генерируемое потерями мощности, может быть передано главным образом через масло к стенам корпуса, эффективность этой передачи тепла зависит от скорости движения масла.

Эффективность охлаждения может быть значительно увеличена при установке вентилятора на червячном валу.

Важно помнить, что вентилятор более эффективен на больших редукторах, чем на малых, вследствие получения большей скорости воздушного потока при той же частоте вращения.

Например, при скорости 1000 об/мин. увеличение тепловой мощности при установке вентилятора достигает 25% на небольших корпусах, а на больших на 60%.

Для тепловых расчетов в США обычно применяется методика «Тепловая мощность корпусов червячных передачи» (The Thermal Rating of Worm Gerboxes), составленная Н. Walker (Г. Уокер).

Расчет Неймана (Niemann and Winter, 1983) используется в настоящее время как часть критерия в Европе. Принципы последнего расчета будут представлены в этом разделе.

Тепло рассеиваемое корпусом передачи при максимально допустимом повышении температуры Q должно быть больше или, по крайней мере, равным потере энергии P_v , т.е.

$$Q \geq P_v, \quad (4.8)$$

Потеря энергии P_v может рассчитываться по уравнениям

$$\eta_0 = \frac{P_1 - P_v}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_v} \quad \text{для ведущего червяка,} \quad (4.9)$$

или

$$\eta_0 = \frac{P_1}{P_1 + P_v} = \frac{P_2 - P_v}{P_2} \quad \text{для ведущего червячного колеса,} \quad (4.10)$$

где η_0 – общий коэффициент полезного действия червячной передачи (включая потери в подшипниках и при перемешивании масла) для ведущего червяка, η_0' – общий коэффициент полезного действия червячной передачи для ведущего червячного колеса.

Индекс 1 относится к скоростному валу, а 2 – к тихоходному валу.

Коэффициент полезного действия червячной передачи может изменяться в процессе обкатки и приработки. Продолжительность «обкатки» зависит от величины нагрузки и способа нагружения.

Тепло рассеиваемое корпусом передачи при стационарном уровне теплопередачи

$$Q = \Delta\theta \cdot S \cdot k, \text{ (кДж/с)}. \quad (4.11)$$

где $\Delta\theta$ - приращение температуры (разность между максимально допустимой температурой поверхности корпуса и температурой окружающего воздуха) (К), S - площадь поверхности корпуса, (м^2) и k - коэффициент теплопередачи ($\text{кДж} \times \text{м}^{-2} \times \text{К}^{-1} \times \text{с}^{-1}$).

Формула приращения температуры $\Delta\theta$ следующая

$$\Delta\theta = \frac{\theta_L - \theta_a}{1,03 + 0,01\sqrt{0,1 \cdot n_1}} - 1,5, \text{ (К)} \quad (4.12)$$

где θ_L - максимально допустимая температура масла в редукторе ($^{\circ}\text{C}$) (определенная компаниями по производству масла), θ_a - температура атмосферного воздуха ($^{\circ}\text{C}$), n_1 - число оборотов червяка, (об/мин.).

Внешняя поверхность S может рассчитываться так

$$S \approx 9 \cdot 10^{-5} \cdot C^{1,85}, \text{ (м}^2\text{)} \quad (4.13)$$

для хорошо спроектированных корпусов редукторов с позиции охлаждения (хорошо установленные ребра охлаждения) или

$$S = 9 \cdot 10^{-5} \cdot C^{1,80}, \text{ (м}^2\text{)} \quad (4.14)$$

для редукторов современной конструкции, где C - межцентровое расстояние (мм).

Коэффициент теплопередачи k

$$k \approx 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 0,4 \cdot \left(\frac{n_1}{60} \right)^{0,75} \right] \quad (4.15)$$

для нижнего расположения червяка и установке вентилятора на червячном валу, и

$$k \approx 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 0,23 \cdot \left(\frac{n_1}{60} \right)^{0,75} \right] \quad (4.16)$$

для нижнего расположения червяка, когда вентилятор не применяется.

Размерность для уравнений 4.15 и 4.16 - $\text{кДж} \times \text{м}^2 \times \text{К}^{-1} \times \text{с}^{-1}$.

Для червячных передач с верхним червяком коэффициент k на 20% меньше значений, полученных по представленным выше уравнениям.

Червячное колесо должно погружаться в масло на 30% его диаметра.

В случае, если нагрузка и/или скорость варьируются, эквивалентная выходная мощность P_e , важная для оценки червячной передачи, рассчитывается по формуле:

$$P_e = \frac{P_1 \cdot t_1 + P_2 \cdot t_2 + \dots}{t_1 + t_2 + \dots} \quad (\text{кВт}), \quad (4.17)$$

где P_1 – выходная мощность двигателя в период времени t_1 , P_2 – выходная мощность двигателя в период времени t_2 , и т.д.

Силы, связанные с передачей мощности от червяка к червячному колесу и натяжение канатов лифта при ведущем червяке показаны на рис. 4.6, также как и крутящие моменты на обоих валах. Отдельные силы могут быть определены следующими формулами.

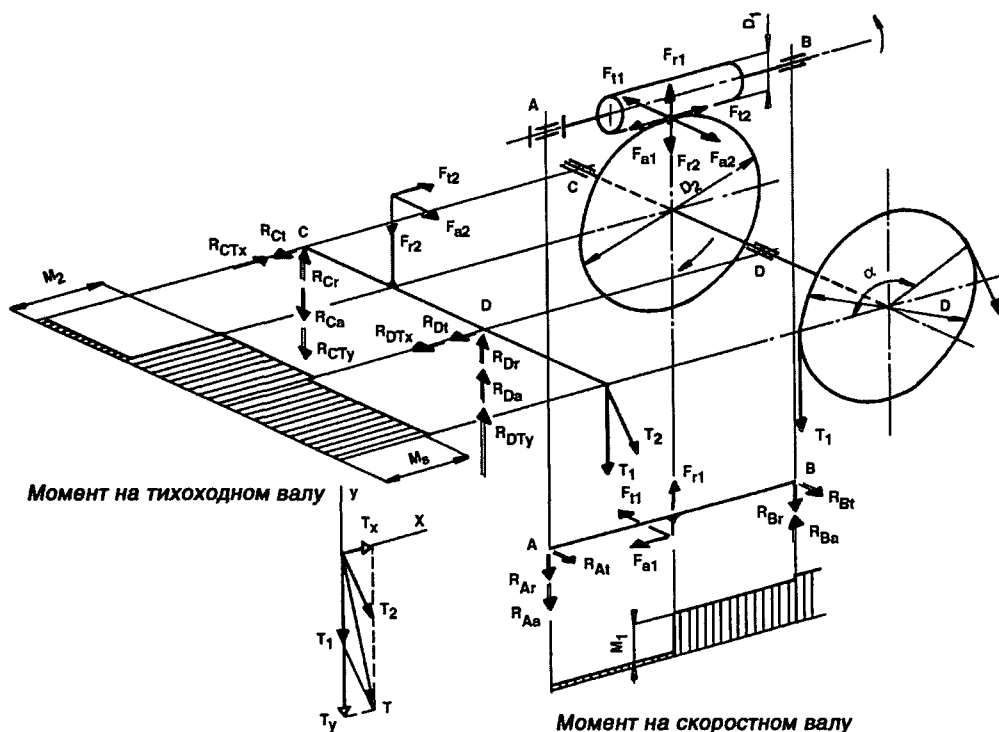


Рис. 4.6. Силы, действующие на систему червячной передачи при ведущем червяке

Тангенциальная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{D_1}, \quad (\text{Н}). \quad (4.18)$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \phi}{\sin(\lambda + \phi)}, \quad (\text{Н}). \quad (4.19)$$

Осевая нагрузка

$$F_a = \frac{F_t}{\operatorname{tg}(\lambda + \phi)}, \text{ (Н)}, \quad (4.20)$$

где M_1 – крутящий момент червяка (Н м), D_1 – диаметр делительной окружности червяка (м), α_n – нормальный угол зацепления, λ – угол подъема винтовой линии нарезки червяка, ϕ' – угол трения.

$$M_1 = M_m \cdot \eta_L^2 = 9550 \frac{P}{n_m} \cdot \eta_L^2, \text{ (Н м)}, \quad (4.21)$$

где P – выходная мощность двигателя (кВт), n_m – обороты двигателя (1/мин), η_L – коэффициент полезного действия одного подшипника.

Обозначение других величин, показанных на рис. 4.6, следующее:

M_2 – крутящий момент червячного колеса

$$M_2 = M_1 \cdot i_G \cdot \eta_G, \text{ (Н м)}, \quad (4.22)$$

где i_G – передаточное частное редуктора, η_G – коэффициент полезного действия червячного зацепления.

M_s – крутящий момент на валу тягового шкива

$$M_s = M_2 \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_s = \frac{T_1 - T_2}{2} D, \text{ (Н м)}, \quad (4.23)$$

где T_1, T_2 – силы натяжения на обеих сторонах шкива (Н), D – расчетный диаметр шкива (м), η_s – коэффициент полезного действия шкива.

Если направление вращения изменяется, меняется направление действия осевой и тангенциальной силы, вызывающее изменение опорных реакций подшипников.

В случае, когда ведущим оказывается червячное колесо, изменится не только коэффициент полезного действия зацепления, но и формулы расчета F_a и F_r . Их знаменатели станут $\operatorname{tg}(\lambda - \phi')$ и $\sin(\lambda - \phi')$, соответственно.

Следует провести полный анализ, чтобы найти наибольшую критическую нагрузку для каждого компонента системы.

4.1.2.4. Конструкция лебедок

Основные принципы проектирования и компоновки лебедок с червячным приводом были изложены в разделе 4.1.2.1.

Тем не менее, существует ряд разнообразных решений, и некоторые из них будут здесь упомянуты.

Лебедки для непосредственной установки прямо в шахте лифта описаны в разделе 4.3.

На рис. 4.7 и 4.8 показаны лебедки, изготовленные компанией Titan Machine Corp. (США). Обе лебедки предназначены для тяжелого режима рабо-

тии имеют однотипную конструкцию. В обоих случаях используется нижняя установка червяка.

Titan I, показанный на рис. 4.7, используется при номинальной скорости до 1,75 м/с и номинальной грузоподъемности до 2250 кг. Максимально допустимая нагрузка на тяговый шкив составляет 11700 кг.

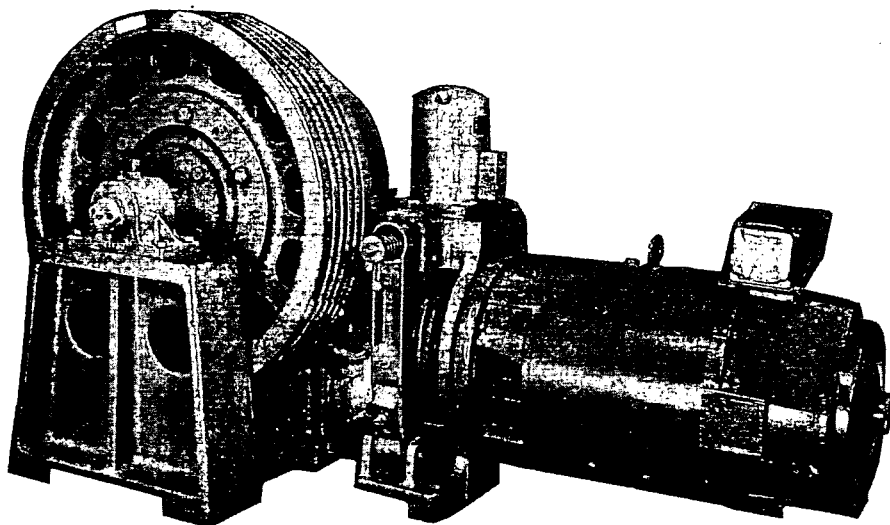


Рис. 4.7. Лебедка Titan I

Опорная плита, корпус редуктора и тормозное устройство составляют единую основу лебедки. Дополнительная плита с опорной стойкой тщательно обработана и закреплена на корпусе редуктора.

Благодаря такой прочной и жесткой конструкции шум и вибрация практически отсутствуют.

Невращающаяся основная ось – эксцентриковая, чтобы облегчить регулировку и монтаж червячной передачи, а также будущую корректировку радиального зазора в зацеплении без демонтажа каких-либо частей. Она поднята на двух литых блоках и закреплена посредством установочных штифтов и комплекта винтов.

Боковая регулировка легко достигается при поперечном скользящем смещении оси в опорных блоках до момента достижения правильной установки.

И червячное колесо, и шкив закреплены на центральной вращающейся опоре редуктора (spider), установленной на конических роликовых подшипниках оси.

Подшипники предварительно нагреваются до 250 °F (121 °C) для горячей посадки на основную ось, а внешние кольца подшипников устанавливаются внутри центральной вращающейся опоры редуктора.

Лебедка оснащена мотором с фланцевым креплением, и электромагнитным тормозом с внешней установкой двух колодок и вертикальным магнитом постоянного тока.

Муфта, соединяющая двигатель с валом червяка состоит из двух половин, одна из которых образует тормозной шкив.

Тяговый шкив отлит из чугуна с твердостью поверхности 220-240НВ. Он закреплен на центральной вращающейся опоре редуктора посредством 6 ввернутых в его боковую поверхность винтов

Многие характерные черты конструкции Titan I, типичны для лебедки Titan II, как показано на рис. 4.8.

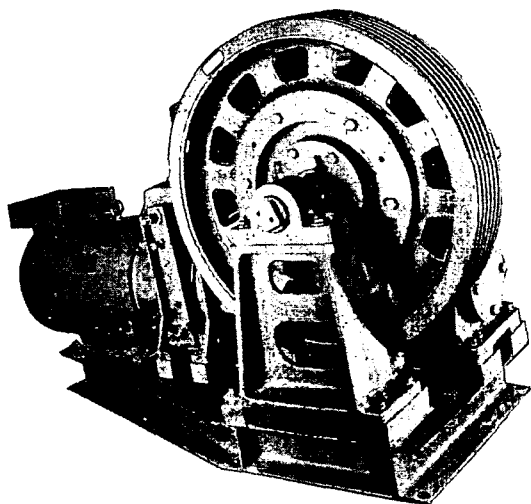


Рис. 4.8. Лебедка Titan II

Это традиционная конструкция лебедки. Все основные компоненты смонтированы на опорной сварной стальной раме.

Лебедка оборудована установленным на опорах двигателем переменного или постоянного тока по выбору заказчика. Она может использоваться при номинальной скорости до 2,25 м/с и номинальной грузоподъемности до 3600 кг.

Другая лебедка под названием Titan III, сходной конструкции, может использоваться при номинальной грузоподъемности до 9000 кг.

Классическое исполнение лебедки для тяжелого режима работы, изготавливаемой фирмой Alberto Sassi SpA (Италия), и имеющей марку MB 94, показано на рис. 4.9.

Двигатель переменного тока с вентилятором установлен на отдельной опорной плите, прикрепленной болтами к нижней части корпуса редуктора.

Соединение между двигателем и червячным редуктором достигается соединением посредством муфты с тормозным шкивом.

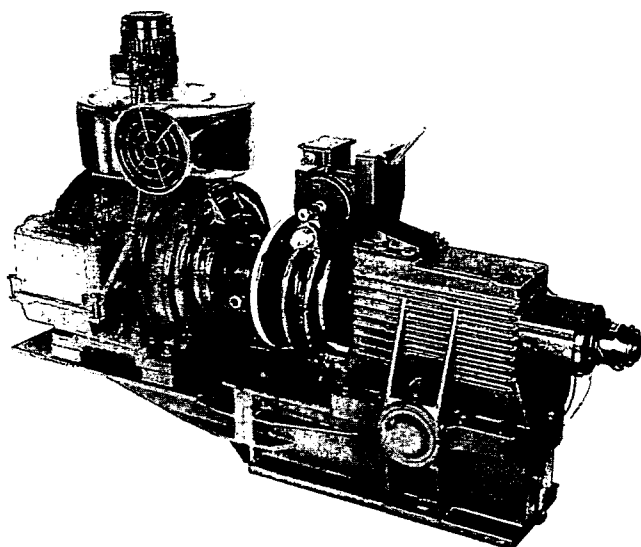


Рис. 4.9. Лебедка MB 94 (Alberto Sassi SpA)

Тормоз имеет две независимо действующие колодки и электромагнит постоянного тока для растормаживания.

Лебедка также может быть оборудована двигателем с фланцевым исполнением (тип MF 94). На рис. 4.10 показана установка скоростного вала.

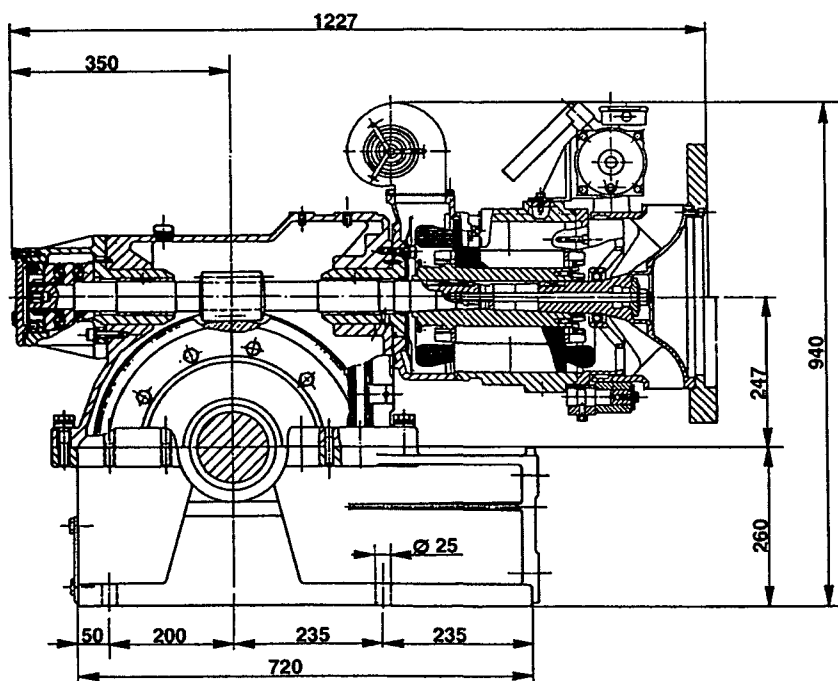


Рис. 4.10. Вид разреза по скоростному валу (лебедка MF 94)

Вал поддерживается двумя бронзовыми втулками, тогда как осевая нагрузка воспринимается двухрядным опорным шариковым подшипником.

Двигатель напрямую соединен с червячным валом и тормоз находится на внешней стороне вала двигателя вместе со штурвалом.

Продольный разрез тихоходного вала показан на рис. 4.11.

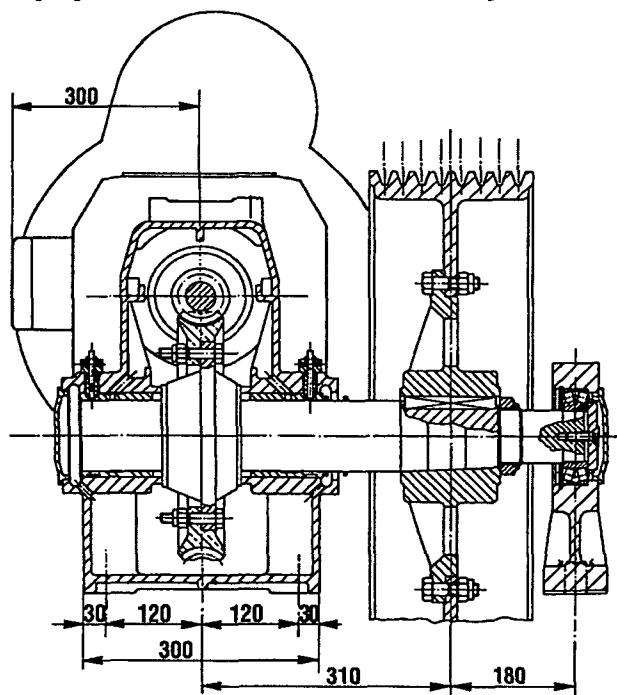


Рис. 4.11. Вид разреза по тихоходному валу (лебедка МВ 94)

Вал поддерживается тремя подшипниками: двумя бронзовыми втулками в корпусе редуктора и, на случай действия осевой нагрузки, двухрядным радиально-упорным сферическим подшипником, установленным в выносной опоре. Тяговый шкив болтами закреплен на ступице, которая зафиксирована на валу гайкой.

На рис. 4.12 показаны графики зависимости коэффициента полезного действия червячного зацепления от развиваемой мощности для лебедок типа МВ/МФ94.

Графики весьма поучительны, так как наглядно демонстрируют влияние нескольких важных факторов на коэффициент полезного действия: число заходов червяка (напрямую влияющие на угол подъема винтовой линии нарезки червяка – см. уравнение 4.2 и 4.3), передаточное число и скорость скольжения червяка.

Для одного и того же диаметра червяка, скорость скольжения прямо пропорциональна скорости двигателя.

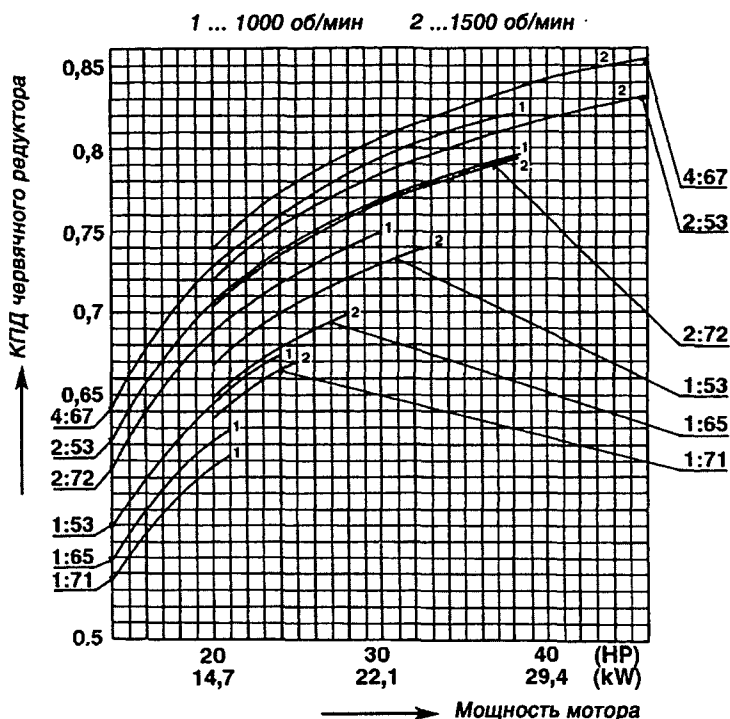


Рис. 4.12. Графики зависимости коэффициента полезного действия от мощности двигателя для лебедок MB/MF

Как показано на рис. 4.5, коэффициент трения ($\text{tg } \phi'$) уменьшается при увеличении скорости скольжения. В результате коэффициент полезного действия выше при больших оборотах двигателя.

Больше информации о коэффициенте полезного действия червячного редуктора содержат разделы 4.1.2.1 и 4.1.2.2.

Форма зубьев спроектирована так, чтобы три зуба червячного колеса постоянно находились в зацеплении с червяком.

Максимально допустимая статическая нагрузка на шкив 80000 Н, диапазон мощности зависит от типа используемого двигателя (обычно от 8,1 до 40,4 кВт). Двигатель всегда переменного тока с короткозамкнутой обмоткой ротора: (а) двухскоростной- 1500/375 или 1000/250 об/мин, (б) двухскоростной при номинальной скорости 1350 об/мин. для регулирования скорости изменением напряжения, (с) специальный односкоростной 1500 об/мин с частотным регулированием.

MF 28 того же производителя в настоящее время используется в пассажирских лифтах небольшой грузоподъемности (рис. 4.13).

Расположенный сверху червяк (верхнее положение) выполнен вместе со скоростным валом.

На рис. 4.14 показан продольный разрез вала, поддерживаемого шариковыми подшипниками и консольно установленный ротор.

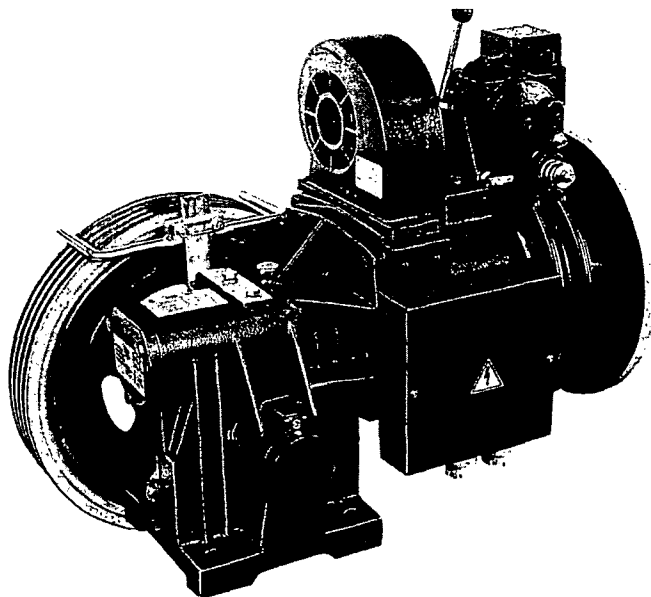


Рис. 4.13. Лебедка MF 28 (Alberto Sassi SpA)

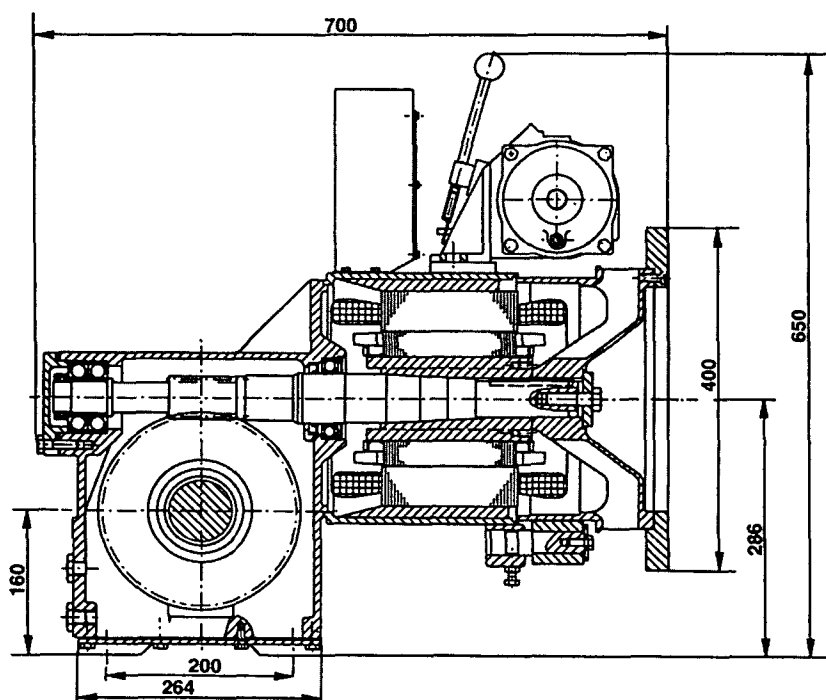


Рис. 4.14. Вид разреза по скоростному валу (MF 28)

Статор имеет фланцевое крепление, а тормоз и штурвал расположены со стороны двигателя.

Лебедка может быть оборудована вентилятором для увеличения числа пусков в час.

Модифицированный вариант конструкции этой лебедки MF 28 S оснащен, выносным подшипником на тихоходном валу. Вид в разрезе представлен на рис. 4.15.

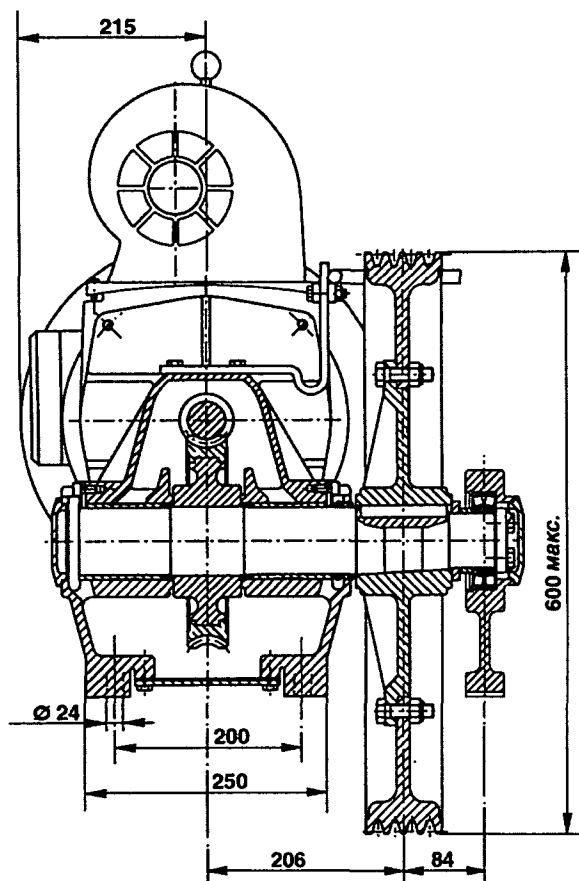


Рис. 4.15. Вид разреза вдоль тихоходного вала (MF 28 S)

Тихоходный вал поддерживается двумя бронзовыми втулками в корпусе редуктора, тогда как с внешней стороны шкива – самоустанавливающимся роликовым подшипником.

Лебедка оснащена двухскоростным двигателем с отношением полюсов статора 1:4 (4/16 или 6/24) или специальным односкоростным двигателем на 1500 об/мин для частотного регулирования скорости.

Максимальная нагрузка на шкив лебедки MF 28 составляет 2100 кг и 2300 кг для лебедки MF 28 S.

На рис. 4.16 и 4.17 показана лебедка производства SICOR SpA (Италия), поставляемая Wittur Aufzugteile GmbH.

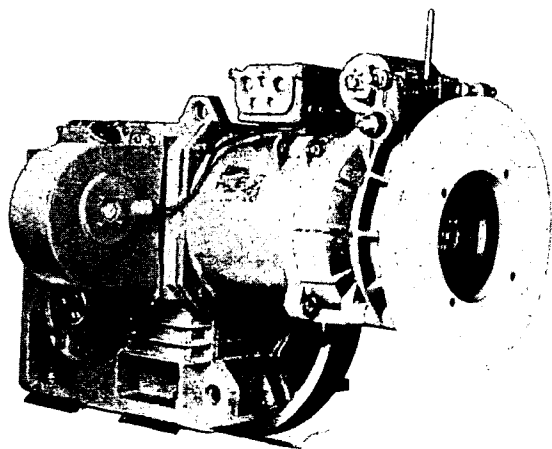


Рис. 4.16. Лебедка SR 3006 в горизонтальном положении

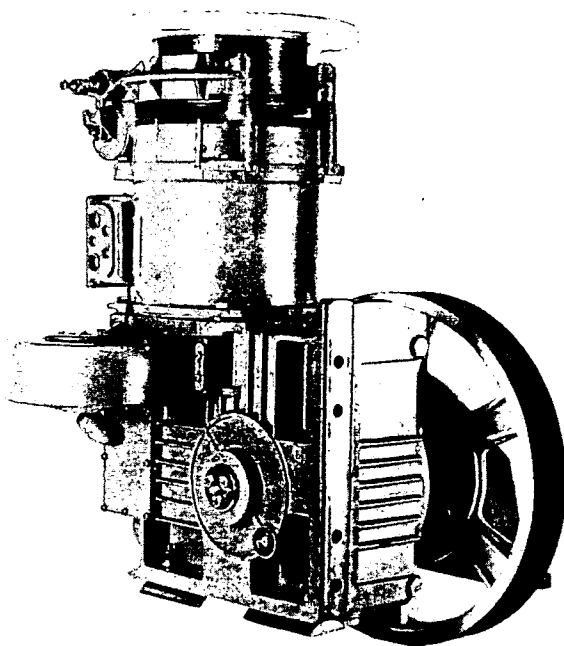


Рис. 4.17. Лебедка SR 3006 в вертикальном положении

Эта универсальная лебедка, названная SR 3006, имеет отличительную черту, может быть установлена как в горизонтальном, так и вертикальном положении, может поставляться с устройством выравнивания, с удлинённым тихоходным валом или с барабаном вместо тягового шкива.

Расчетные диаметры тяговых шкивов могут иметь величину 400–680 мм, передаточные числа редуктора от 47:2 до 72:1 и мощность двигателя при 1500 об/мин варьируется соответственно от 5,5 до 9,5 кВт.

Приводной двигатель переменного тока имеет фланцевое исполнение, а тормоз и штурвал ручного привода расположены с внешней стороны мотора. Тяговый шкив своим фланцем закреплен на центральной вращающейся опоре редуктора (spider), тогда как червячное колесо установлено на её ступице и неподвижно закреплено шпонкой.

Центральная вращающаяся опора редуктора (spider), расположенный на неподвижной оси, поддерживается двумя подшипниками.

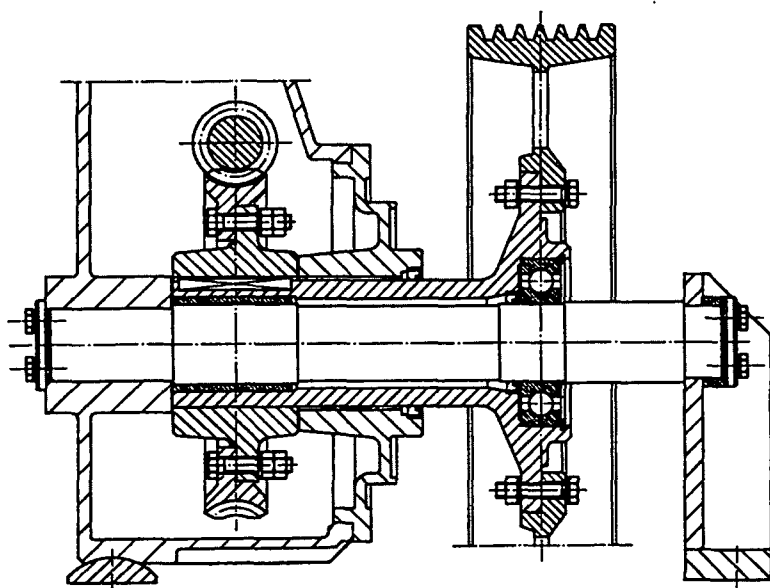


Рис. 4.18. Вид разреза вдоль оси лебедки SR 3006

На оси под шкивом расположен шариковый подшипник тяжелой серии, а под червячным колесом, где нагрузка намного меньше, подшипник скольжения. Вид продольного разреза вдоль оси показан на рис. 4.18.

GIBIERRE Srl (Италия) специализируется на производстве небольших лебедок, которые в основном используются на сервисных лифтах. Они оборудованы либо тяговым шкивом либо барабаном. Обозначение этих лебедок GB 075 или GB 090, соответственно. Технические параметры даны в табл.4.1.

Лебедки имеют червячную передачу, односкоростной электродвигатель, фланцевого исполнения и колодочный тормоз с внешним сжатием.

На специальных установках может быть предусмотрен преобразователь для регулирования скорости.

Фотография лебедки GB 090 с тяговым шкивом показана на рис. 4.19. Установку с барабаном можно увидеть на рис. 4.20.

Технические параметры лебедок GIBIERRE

Тип лебедки	GB 075	GB 090
Максимальная статическая нагрузка (кг): тяговый шкив барабан	550 165	600 200
Мощность двигателя (кВ)	0,75	1,1
Передаточное число	1:60	1:60
Диаметр шкива (мм)	260, 320, 370	260, 320, 370
Диаметр барабана (мм)	210, 260	210, 260
Число ручьев (заходов червяка)	1 или 2	1 или 2
Скорость со шкивом (м/с)	0,34, 0,42, 0,48	0,34, 0,42, 0,48
Скорость с барабаном (м/с)	0,27, 0,34	0,27, 0,34
Несбалансированная нагрузка (кг) с применением шкива	90, 75, 65	150, 120, 100
Несбалансированная нагрузка (кг) с применением барабана	110, 90	180, 150

*Несбалансированная нагрузка уменьшается с увеличением скорости

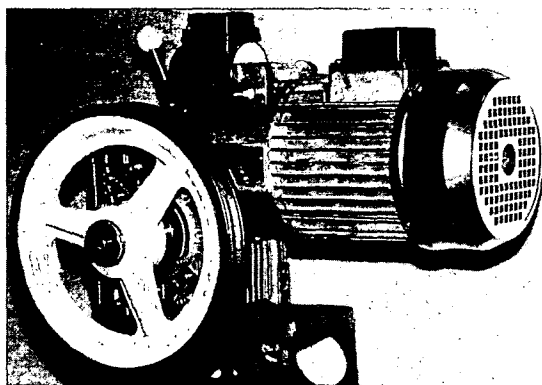


Рис. 4.19. Лебедка GB 090 с
тяговым шкивом
(GIBIERRE Srl)

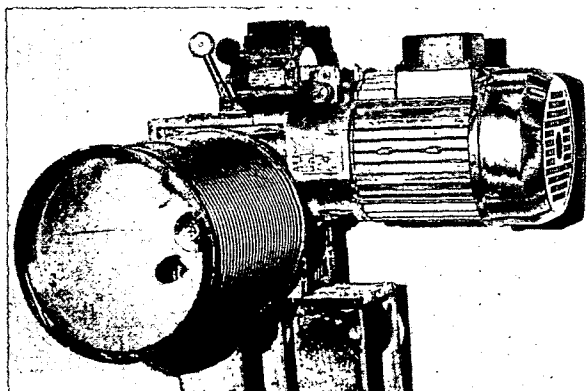


Рис. 4.20. Лебедка GB 090 с
барабаном (GIBIERRE Srl)

4.1.3. Планетарная передача

На рис. 4.21 представлена интересная конструкция лебедки для пассажирских и грузопассажирских лифтов компании Zahnradfabrik Passau GmbH (Германия). С этой компактной лебедкой применяется двухступенчатая планетарная зубчатая передача, встроенная в корпус, к фланцу которой болтами крепится шкив.

Три планетарных колеса установлены в первой ступени и четыре – во второй. Приводной двигатель переменного тока фланцевого исполнения соединен с солнечным зубчатым колесом с помощью упругой муфты.

На лебедке установлен дисковый электромагнитный тормоз. Подробное пояснение приведено в подрисуночной подписи к рис. 4.21.

Эта конструкция в настоящее время используется с подъемными механизмами, оборудованными барабаном, её применение на лифтах – относительно новый подход в проектировании редукторных лебедок.

Лебедка довольно небольшая, компактная, зубчатая передача имеет высокий коэффициент полезного действия, а распределение энергии по нескольким планетарным колесам двух ступеней гарантирует долгий срок службы и бесшумную работу.

Лебедка рассчитана на грузоподъемность до 1600 кг и номинальную скорость от 0,63 до 1,0 м/с.

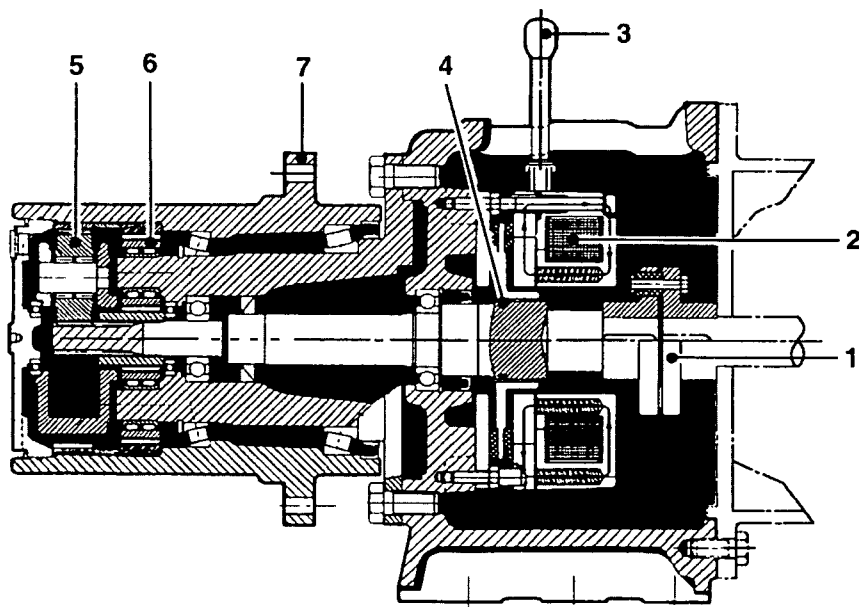


Рис. 4.21. Конструктивная схема лебедки с двухступенчатой планетарной зубчатой передачей: 1 – соединительная упругая муфта, 2 – электромагнит дискового тормоза, 3 – ручной рычаг выключения тормоза, 4 – уплотнительное кольцо, 5 – первая ступень зубчатой передачи, 6 – вторая ступень зубчатой передачи, 7 – фланец крепления шкива

В качестве иллюстрации на рис. 4.22 приведена схема планетарной зубчатой передачи. На схеме приняты следующие обозначения:

- 1 – солнечное зубчатое колесо первой ступени,
 - 2 – зубчатое колесо сателлита первой ступени,
 - 3 – зубчатое колесо внутреннего зацепления первой ступени,
 - U – водило зубчатого колеса сателлита,
 - 4 – солнечное зубчатое колесо второй ступени, установленное на валу водила сателлита,
 - 5 – промежуточное зубчатое колесо второй ступени,
 - 6 – зубчатое колесо внутреннего зацепления второй ступени,
- Оба зубчатых колеса 3 и 6 связаны с корпусом 7.
 Z – обозначает число зубьев, индекс внизу указывает на отдельные детали.
 n – число оборотов в минуту.

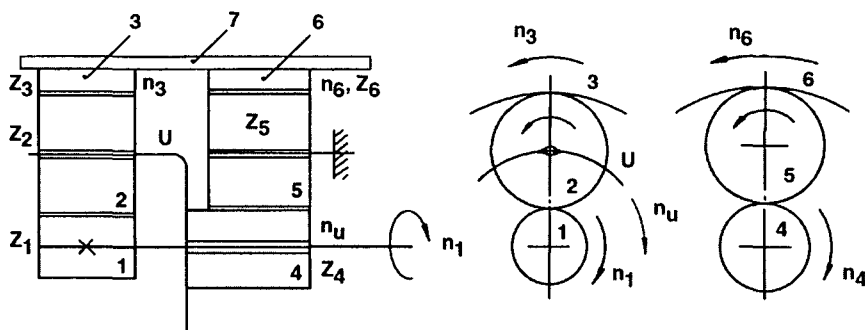


Рис. 4.22. Схем планетарной зубчатой передачи

Передаточное число редуктора i_G легко рассчитывается.

Кинематические уравнения для водила сателлита в покое следующие:

$$\frac{Z_3}{Z_2} \cdot \left(-\frac{Z_2}{Z_1} \right) = \frac{n_1 - n_u}{n_3 - n_u},$$

$$\frac{Z_6}{Z_5} \cdot \left(-\frac{Z_5}{Z_4} \right) = \frac{n_u}{n_6},$$

$$n_3 = n_6$$

После решения вышеуказанных уравнений конечная формула для расчета передаточного числа редуктора имеет вид:

$$i_G = \frac{n_1}{n_6} = -\frac{Z_3 \cdot Z_4 + Z_3 \cdot Z_6 + Z_1 \cdot Z_6}{Z_1 \cdot Z_4}.$$

Знак отрицания показывает, что направление вращения шкива противоположно направлению вращения двигателя.

Например, если число зубьев было:

$Z_1=12$, $Z_2=41$, $Z_3=93$, $Z_4=18$, $Z_5=21$ и $Z_6=62$ абсолютная величина передаточного числа будет

$$i_G = \frac{93 \cdot 18 + 93 \cdot 62 + 12 \cdot 62}{12 \cdot 18} = 37,889.$$

Фотография лебедки, изготовленной компанией Alpha Getriebebau GmbH и, спроектированной EPD, показана на рис. 4.23.

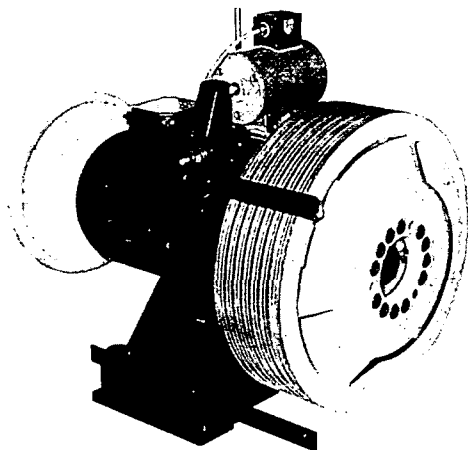


Рис. 4.23. Лебедка EPD с планетарной зубчатой передачей (Alpha Getriebebau GmbH)

Двухступенчатая планетарная зубчатая передача с тремя сателлитами встроена в конструкцию лебедки. Передаточное число редуктора 21 или 31.

Индукционный двигатель переменного тока закреплен посредством фланцевого соединения и его скорость регулируется частотным преобразователем.

Он рассчитан на 240 пусков в час.

Вал двигателя выведен на внешнюю сторону для установки штурвала ручного привода, который может быть использован в случае аварии.

Тяговый шкив установлен консольно.

Колодочный тормоз внешнего сжатия установлен между двигателем и редуктором и обеспечивает интегральный контроль износа.

Основные характеристики этой лебедки – высокий коэффициент полезного действия, компактность, низкий уровень шума и небольшой пусковой ток обеспечиваются благодаря сочетанию планетарной зубчатой передачи и частотного преобразователя.

Лебедка производится в двух исполнениях: EPD 300 для максимальной номинальной нагрузки 1000 кг с кратностью подвески 1:1 или 1250 кг с кратностью 2:1 (максимальная скорость 1,25 м/с), EPD 500 для максимальной номи-

нальной нагрузки 1350 кг (кратность подвески 1:1) или 2500 кг (кратность подвески 2:1); скорость зависит от номинальной нагрузки, максимальное значение скорости составляет 2,0 м/с.

Максимально допустимые нагрузки на шкив – 55 кН для EPD 300 или 70 кН для EPD 500.

Другой тип лебедки того же изготовителя, которая пригодна для установки в шахте, обсуждается в разделе 4.3.

Wittur Aufzugteile GmbH производит три типа планетарных лебедок. Основные параметры представлены в табл. 4.2.

Чертеж лебедки WSP 3100 показан на рис. 4.24, а фотография дана на рис. 4.25.

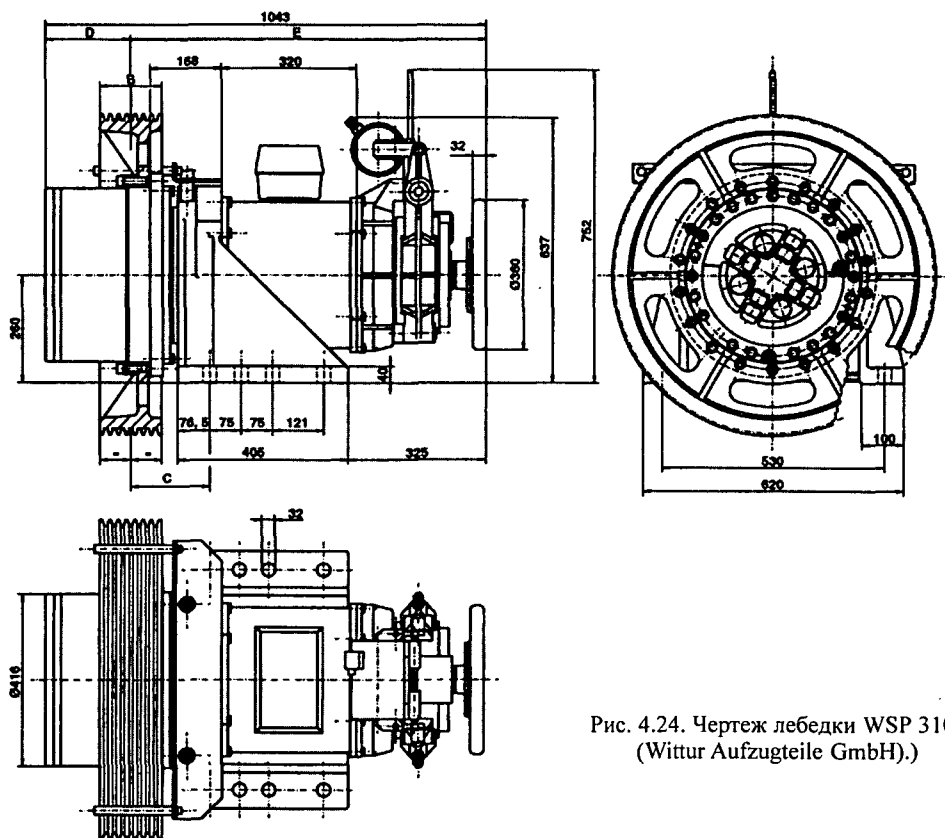
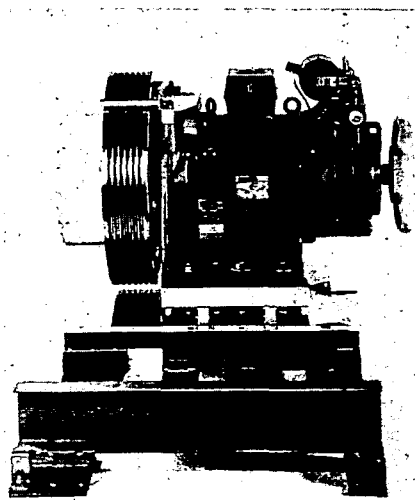


Рис. 4.24. Чертеж лебедки WSP 3100 (Wittur Aufzugteile GmbH.)

Скорость контролируется частотным преобразователем. Колодочный тормоз расположен на внешней стороне двигателя с фланцевым креплением также, как и штурвал ручного привода.

Напряжение питания электромагнита тормоза 180 В постоянного тока. Тяговый шкив установлен консольно.

Рис. 4.25. Фотография лебедки WSP 3100



Кривая зависимости уровня шума лебедки WSP 3100 от скорости двигателя (об/мин), дана на рис. 4.26. Результаты были получены при измерении уровня шума редукторов с двумя различными передаточными числами в акустически изолированном помещении (см. табл. 4.2). При испытании полностью собранной лебедки при тех же условиях уровень шума увеличивается приблизительно на 10 дБ (А).

Представленные ниже предельные величины, соответствуют немецкой директиве VDI 2566.

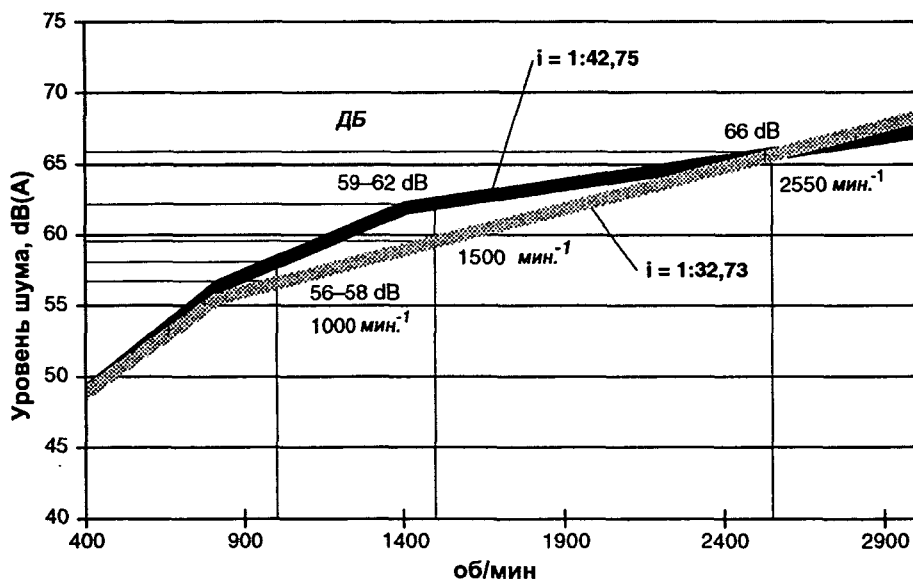


Рис. 4.26. График зависимости уровня шума от частоты вращения вала лебедки WSP 3100 (Wittur Aufzugteile GmbH)

Технические параметры лебедок WSP (Wittur Aufzugteile GmbH)

Тип лебедки	WSP 2100	WSP 3100	WSP 4100
Максимальная мощность, (кВт)	6,8	19,5	41,0
Передаточное число	37,89	42,75/32,73	42,66/31,99
Номинальная нагрузка (канатный фактор 1:1), (кг)	630	630–1600	1600–2500
Максимальная нагрузка на шкив, (кг)	3200	7000	11000
Номинальная скорость, (м/с)	0,60–1,75	0,60–2,50	0,60– 3,50
Диаметр тягового шкива, (мм)	520 – 800	580 – 820	650 – 900
Число запусков в час	240	240	240

4.1.4. Волновая передача

Принцип такой передачи энергии был запатентован в США в 1955 г.

Хотя волновая передача никогда не использовалась с обычными лифтами, не следует игнорировать краткое обсуждение возможности ее будущего применения.

Schindler с успехом использовал этот тип зубчатой передачи в лифтах SchindlerMobile® (см. раздел 1.4).

Редуктор волновой передачи (рис. 4.27) состоит из трех основных компо-

Компоненты волновой передачи

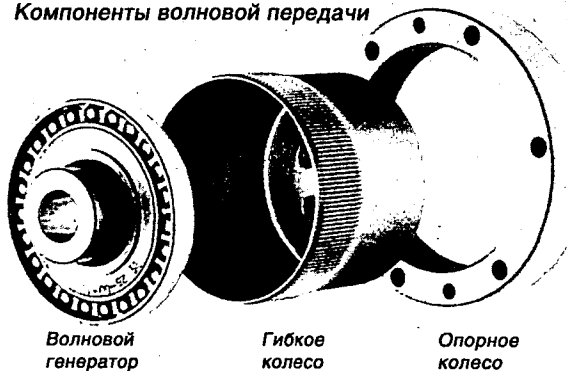


Рис. 4.27. Редуктор волновой передачи
(Harmonic Drive GmbH)

нентов:

(а) **Волновой генератор** – шариковый подшипник с внешним кольцом, закрепленный на эллиптической втулке, которая служит высоко эффективным преобразователем крутящего момента. Он смонтирован на скоростном (входном) валу.

(б) **Гибкое колесо** – гибкий стальной цилиндр с внешними зубьями, имеет кольцевой фланец на противоположном конце.

(с) **Внешнее опорное колесо** (колесо циркуляции) – жесткое стальное кольцо с внутренними зубьями, взаимодействующими с зубьями гибкого колеса.

Гибкое колесо немного меньшего диаметра, чем у неподвижного колеса, имеет на 2 зуба меньше на внешней окружности. Оно принимает эллиптическую форму под воздействием волнового генератора и его зубья зацепляются с зубьями внешнего опорного колеса в направлении главной оси эллипса.

Работа волновой передачи, разбитая на 4 последовательные фазы, демонстрируется на рис. 4.28 и описана ниже:

1. Исходное состояние.
2. Когда волновой генератор начинает вращаться в направлении по часовой стрелке, зона контакта зубьев перемещается с главной осью эллипса (90°).
3. Когда волновой генератор повернулся на 180° по часовой стрелке, гибкое колесо повернулось на один зуб в противоположном направлении, т.е. против часовой стрелки.
4. Каждый полный поворот волнового генератора двигает два зуба гибкого колеса в направлении против часовой стрелки на внешнем опорном колесе.

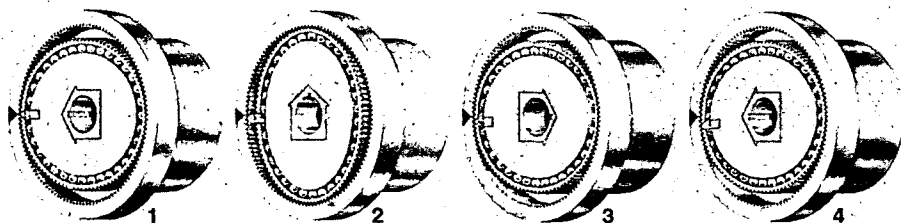


Рис. 4.28. Схема, показывающая функционирование волновой передачи

Относительной перпендикулярности и соосности трех основных компонентов должно быть уделено огромное внимание, также как и обеспечению рекомендуемых допусков на изготовление.

Точная сборка зубчатой передачи – необходимое условие достижения безупречного функционирования, высокого коэффициента полезного действия, надежности и долговечности всех компонентов системы.

Волновая передача имеет ряд преимуществ:

- высокая перегрузочная способность по крутящему моменту из-за передачи энергии зацеплением многочисленных зубьев,
- волновой привод может работать с нулевым окружным зазором между зубьями зацепления,
- высокое передаточное число одной ступени, которое практически может изменяться от 50:1 до 320:1,
- относительно высокий коэффициент полезного действия для высокого значения передаточного числа; при стендовых испытаниях его величина составляла около 0,85,
- минимальный износ и долгий срок службы всех компонентов,
- высокая крутильная жесткость,
- небольшие размеры редуктора.

Пример компактной волновой передачи представлен на рис. 4.29.

Скоростной вал волнового генератора поддерживается двумя шариковыми подшипниками, тогда как тихоходный вал гибкого колеса – двумя однорядными роликовыми подшипниками.

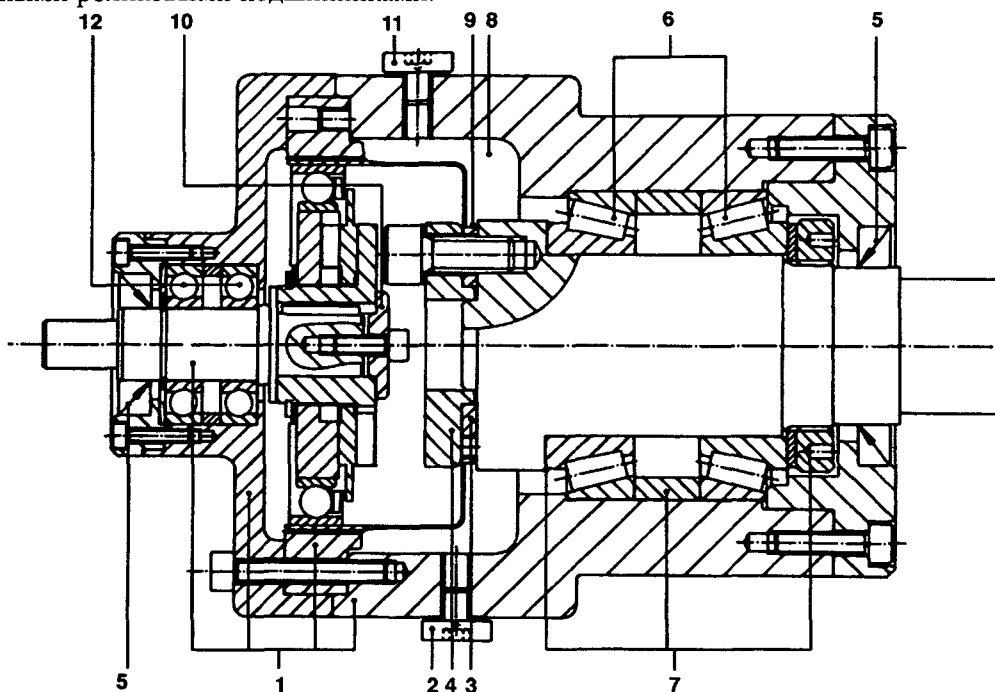


Рис. 4.29. Волновая передача (Harmonic Drive GmbH): 1 – скоростной вал; внешнее опорное колесо и корпус; 2 – выходное отверстие для масла, 3 – гибкое колесо, 4 – прижимное кольцо, 5 – уплотнение тихоходного вала, 6 – роликовые подшипники тихоходного вала, 7 – гайка и распорные кольца для регулирования правильного осевого положения гибкого колеса, 8 – воздушный вентиляционный канал, 9 – гибкое колесо, 10 – опорная шайба крепления волнового генератора на скоростном валу, 11 – пробка для заливки масла, 12 – шариковые подшипники скоростного вала

4.1.5. Лебедки с ременной передачей

Первая лебедка с передачей клиновым ремнем была установлена в Германии компанией Gustav Ad. Koch Maschinenfabrik KG в 1954 г.; она все еще функционирует. С тех пор было установлено 3000-4000 лебедок грузоподъемностью 320÷5000 кг, большинство из них в Германии. Эти лебедки компания продолжает выпускать.

Мистер Роланд Ставиного модернизировал первоначальную конструкцию.

Лебедки этой усовершенствованной и запатентованной конструкции предлагаются сейчас компанией Ingenieurburo fur Aufzugtechnik в Гамбурге, Германия.

Лифтовая лебедка очень простой конструкции, как показано на рис. 4.30, где изображена лебедка для номинальной нагрузки 2500 кг и номинальной скорости 1,0 м/с. Основные детали включают приводной электродвигатель, мультиклиновой приводной ремень, дисковый тормоз и тяговый шкив.

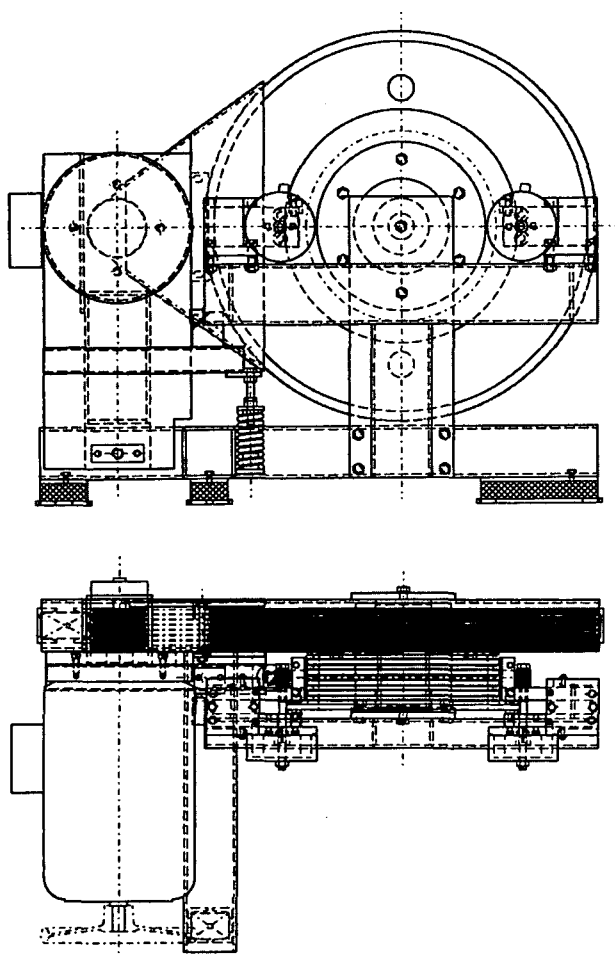


Рис. 4.30. Чертеж лебедки с клиноременным приводом (Ingenieurburo fur Aufzugtechnik)

Так как передаточное число клиноременной передачи ограничено размерами приводного блока, эти лебедки больше подходят для высоких скоростей. Поэтому канатным системам с кратностью 2:1 и в некоторых случаях даже 4:1 следует отдавать предпочтение.

Применение этих систем облегчает применение лебедок с клиноременной передачей при относительно низкой номинальной скорости (на практике от 0,85 м/с для кратности 2:1 и от 0,5 м/с при подвески с кратностью 4:1).

Обычно применяется асинхронный односкоростной двигатель на 1500 об/мин с регулированием скорости частотным преобразователем.

Двигатель с приводным блоком смонтирован на стальной конструкции, которая может поворачиваться относительно шарнира опорной рамы лебедки.

Пружина установленная на приваренном к раме кронштейну, обеспечивает постоянное натяжение ремней.

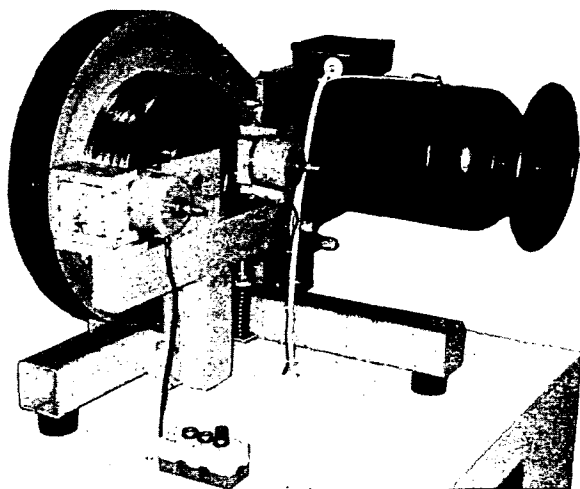


Рис. 4.31. Лебедка с
клинременным приводом
(Ingenieurburo fur Aufzugstechnik)

Резиновые прокладки или блоки амортизаторов установлены между опорной рамой лебедки и опорными балками, чтобы уменьшить передачу вибрацию на примыкающие конструкции здания.

Управляемый сдвоенный дисковый тормоз действует непосредственно на шкив.

Диск отлит вместе со шкивом, соединенным болтами с приводным блоком.

Так как требуемый тормозной момент на шкиве значительно выше, чем на скоростном валу, применение эффективного дискового тормоза совершенно необходимо.

Блок со шкивом опирается на два подшипника, закрепленных на неподвижной оси.

Блок может быть изготовлен из полиамида с меньшей массой и меньшим моментом инерции.

Фотография лебедки для номинальной грузоподъемности 630 кг и номинальной скорости 1,0 м/с (кратность подвески 2:1) дана на рис. 4.31.

Первоначально применявшиеся клиновые ремни были заменены зубчатыми ремнями.

Существует несколько известных производителей этого типа ремня.

На рис. 4.32 изображен зубчатый ремень для тяжелого режима работы с необработанной кромкой, выпущенный компанией ContiTech Antriebssysteme GmbH.

Он выполнен из высококлассного эластомерного состава на основе полихлоропрена; растянутые элементы (компоненты прочности), выполненные из полиэстерного корда, включены в основу ремня для увеличения передаваемой мощности и уменьшения рабочего удлинения.

Движущие силы, действующие в сечении ремня, предаются растянутым элементам через прорезиненную основу.

Прорезиненная основа ремня включает волокна, которые уложены в поперечном направлении так, чтобы ремень мог сопротивляться изгибу.

Гибкость ремня увеличивается за счет спрофилированной зубчатой конструкции, уменьшающей напряжения изгиба и тепловыделение; она также допускает использование приводных блоков меньшего диаметра.

Клиновые ремни ContiTech обладают антистатическими свойствами, устойчивы к экстремальной температуре и износу.

Основные преимущества лебедок с ременным приводом следующие:

- * высокий коэффициент полезного действия ременного привода (0.98) и низкое потребление энергии,
- * низкий момент инерции вращающихся масс,
- * бесшумная работа на протяжении всего срока службы,
- * низкая стоимость технического обслуживания, т.к. клиновые ремни не требуют смазки и все подшипники заполнены смазкой на весь срок службы,
- * увеличенная безопасность из-за расположения рабочего тормоза на стороне шкива; не требуются дополнительные меры предосторожности для предотвращения неконтролируемого движения кабины (превышение допустимой скорости).

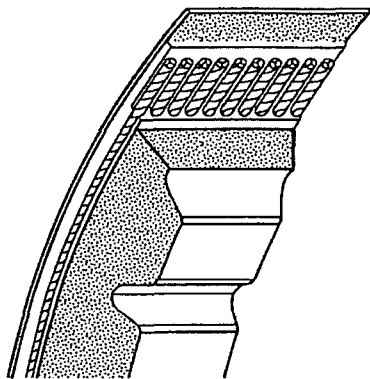


Рис. 4.32. Зубчатый клиновой ремень (ContiTech Antriebssysteme GmbH)

4.2. Безредукторные лифтовые лебедки

4.2.1. Безредукторные лебедки постоянного тока

Безредукторная лебедка оборудована специальным низкоскоростным двигателем постоянного тока, скорость которого варьируется в диапазоне 100–220 об/мин.

Между ротором и тяговым шкивом нет зубчатой передачи.

Все основные компоненты лебедки, такие как ротор, тяговый шкив и тормозной шкив смонтированы на одном валу, установленном на двух подшипниках.

Вал и подшипники должны поддерживать нагрузку, действующую на шкив также, как и силу тяжести указанных выше компонентов и передавать полную нагрузку на конструкцию здания.

Тяговый и тормозной шкив обычно выполнены в одной детали.

При отсутствии зубчатой передачи механический КПД выше по сравнению с редукторными лифтовыми лебедками. Поэтому энергопотребление низкое.

Первоначальная стоимость безредукторной лебедки выше, но выше срок службы низкоскоростного двигателя постоянного тока и меньше стоимость технического обслуживания.

Для регулирования скорости могут использоваться несколько систем.

Со старыми конструкциями привода постоянного тока использовалась система регулирования напряжения посредством установки генератор-двигатель (Ward Leonard).

Результатом её применения было обеспечение хорошей комфортности передвижения и точного выравнивания на каждой остановке независимо от нагрузки кабины и направления движения.

Однако стоимость монтажа была сравнительно высокой, необходимо было пространство для размещения оборудования мотор - генератор, требовалось дополнительное техническое обслуживание коллектора и щеток быстроходного генератора и общие потери (применялось минимум три вращающихся компонента) уменьшали общий коэффициент полезного действия лебедки.

Чтобы избежать недостатков системы Ward-Leonard, установка мотор-генератор может быть заменена на статический преобразователь, так называемую систему Thyristor-Leonard.

Она включает два, полностью управляемых трехфазных, моста.

Среднее значение постоянного тока контролируется управляемым тиристором с фазным регулированием.

Эта система, в основном используемая с приводами постоянного тока, имеет недостаток, связанный с появлением уравнивающего тока при малой величине вращающего момента, вызывающий изменение в характеристиках контура регулирования (нелинейная зависимость между током и напряжением). Как альтернатива, может быть использован двойной преобразователь, в котором постоянно функционируют два тиристорных моста, один – как выпрямитель, другой - как инвертор.

Эта концепция тиристорного управления больше всего доступна, но она также наиболее дорогая, так как применяется трансформатор с двумя самостоятельными вторичными обмотками, два реактора уравнивающих токов (дресселями) и две схемы управления.

Система привода Thyristor-Leonard в любом её виде на ступень выше системы Ward-Leonard.

Она характеризуется высоким коэффициентом полезного действия, низкой стоимостью технического обслуживания и превосходной надежностью.

Ограничением к её применению могут явиться помехи в силовой линии (несинусоидные потоки).

Обычно используются шестиимпульсные мостовые преобразователи; однако, некоторые лифтовые компании предлагают 12-импульсные преобразователи, применение которых уменьшает электрические помехи другим электрическими системами в здании и ощутимый шум от двигателя постоянного тока.

Типичная конструкция безредукторной лифтовой лебедки, изготовленной фирмой Thyssen Aufzuge (Германия), представлена на рис. 4.33.

Она используется вместе с установкой двигатель-генератор или статическим преобразователем при номинальной скорости до 8 м/с.

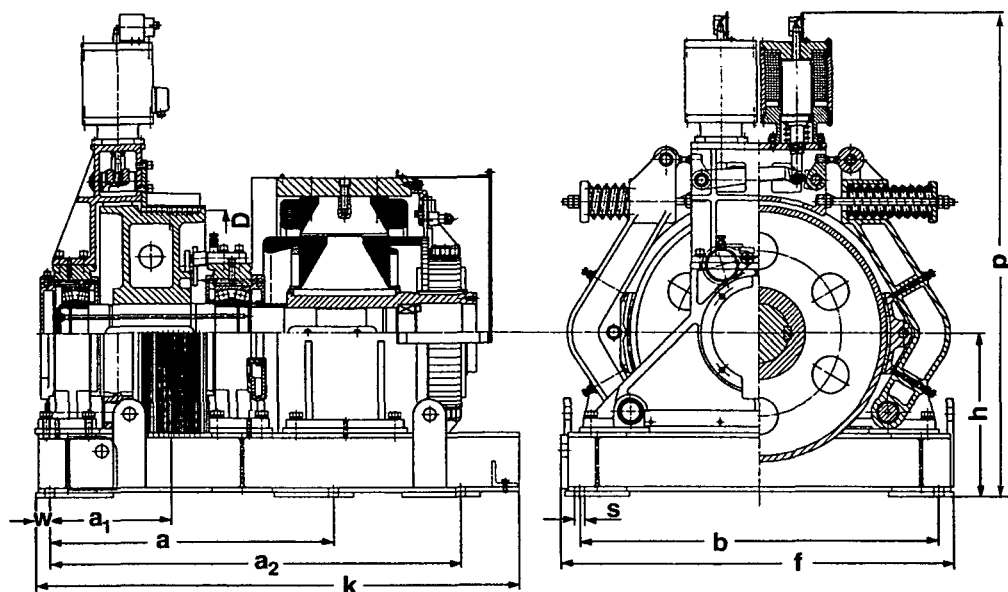


Рис. 4.33. Безредукторная (Thyssen Aufzüge)

Массивный вал, изготовленный из серого чугуна, поддерживается двумя самоустанавливающимися роликовыми подшипниками на опорных стойках.

Стойки, также как и корпус статора, смонтированы на стальной опорной плите.

Тяговый и тормозной шкив изготовлены, как единое целое и располагаются между подшипниками.

Обычно профиль поперечного сечения ручья имеет полукруглую форму (для привода с двойным обхватом), но могут быть поставлены шкивы с ручьями полукруглой формы с подрезом.

По соображениям безопасности, лебедки проектируются со сдвоенной системой управления тормозом.

Тормозную систему образуют две, установленные с внешней стороны тормозные колодки, каждая из которых оборудована тормозной пружиной и растормаживающим электромагнитом.

Другая интересная безредукторная лебедка компании Otis Elevator Co. представлена на рис. 4.34 и 4.35. На рис. 4.34 показаны детали устройства на продольном разрезе.

Лебедка обычно оборудована контр шкивом для привода с двойным обхватом. Он смонтирован на нижней стороне опорной плиты (на рис.4.34 не показан).

На рис. 4.36 показана современная безредукторная лебедка KONE Corporation (тип MG 28) для номинальной скорости до 4 м/с и грузоподъемности 1350 кг. Она была специально усовершенствована для работы с приводом от статического преобразователя и микропроцессорной системой управления при кратности канатной подвески 1:2.

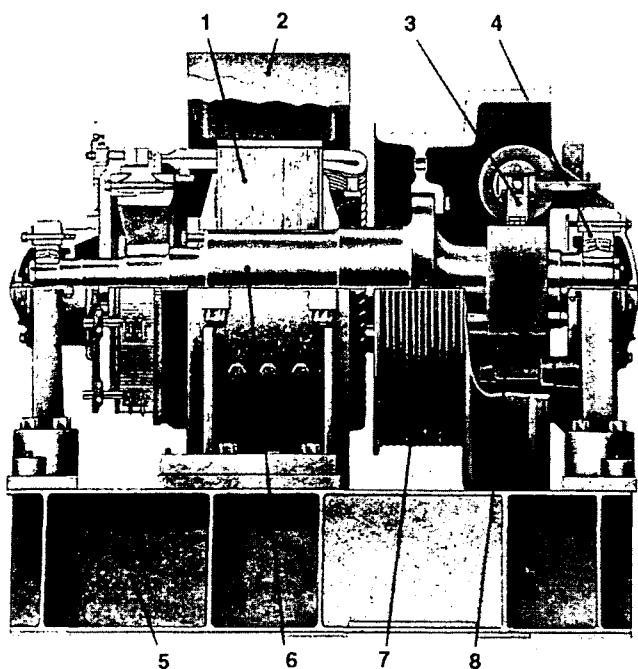


Рис. 4.34. Продольный разрез безредукторной лебедки (Otis Elevator Co.): 1 – ротор, 2 – статор, смонтированный на опорной плите, 3 – механический тормоз внешнего типа, 4 – самоустанавливающиеся роликовые подшипники, расположенные на концах вала так, что все вращающиеся компоненты лебедки установлены на валу между подшипниками, 5 – сварная конструкция опорной плиты, 6 – кованный стальной вал, 7 – тяговый шкив, отлитый вместе с тормозным шкивом и закрепленный болтами на фланце вала, 8 – тормозная колодка

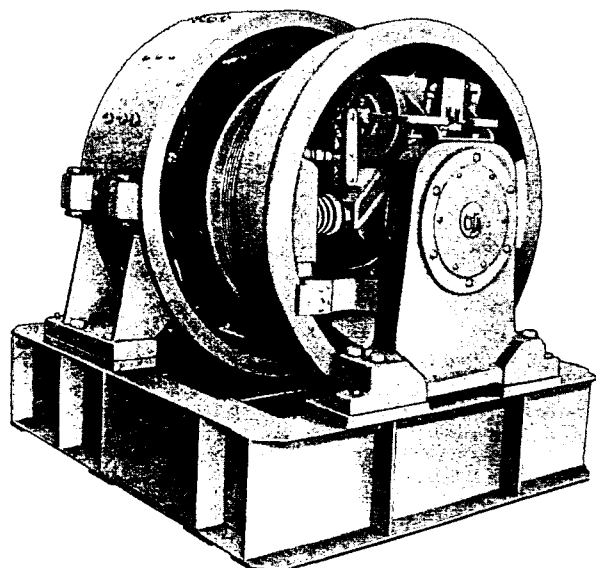


Рис. 4.35. Безредукторная лебедка (Otis Elevator Co.)

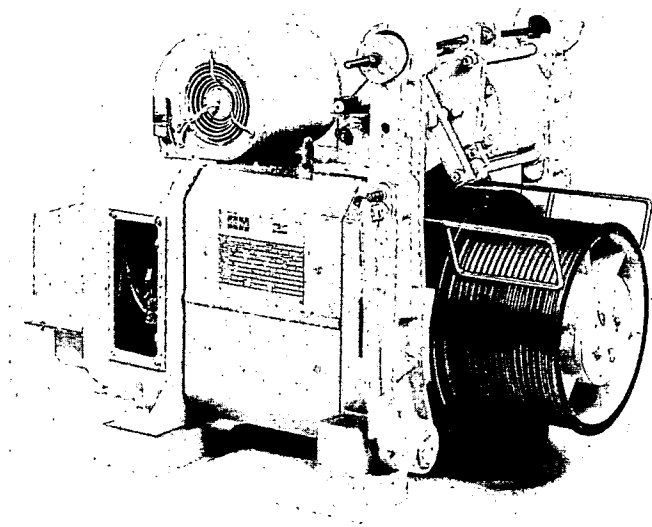


Рис. 4.36. Безредукторная лебедка MG28 (KONE Corp.)

Четырехполюсный тихоходный двигатель постоянного тока, тяговый и тормозной шкив составляют единый, компактный блок.

Тяговый и тормозной шкив, отлитые вместе, установлены консольно на валу двигателя.

Полностью закрытая конструкция статора обеспечивает эффективную коммутацию во всех рабочих условиях и увеличивает срок службы при минимальном техническом обслуживании.

Квадратная поверхность статора делают двигатель очень компактным на монтажной площадке и удобным для применения при небольших пространствах.

Двигатель охлаждается смонтированным снаружи вентилятором.

Тормоз, управляемый постоянным током, имеет два независимых тормозных рычага и способен удерживать кабину в стационарном положении при 100%-ной перегрузке. Число пусков в час 240 и продолжительность включения (номинальное значение) может достигать 60%.

Безредукторная лебедка постоянного тока (рис. 4.37) недавно изготовлена компанией Schindler Aufzuge AG (Швейцария).

Это самая небольшая из безредукторных лебедок Schindler, названная "Baby Gearless" GH 330. Она применяется при грузоподъемности 630 кг и скорости 1,6 м/с, до 1000 кг при скорости 3,15 м/с, кратность подвески 2:1.

Диаметр шкива всегда 570 мм, имеет до 7 канатов, диаметр которых постоянно 13 мм. Углы подреза полукруглого профиля ручьев составляют 75, 82 или 90°.

Максимальная мощность 20 кВт при 211 об/мин, максимальный вращающий момент 900 Н м (пусковой момент 2100 Н м), максимальная нагрузка на тя-

говый шкив 40000 Н. Вес лебедки 1200 кг. Двойной тормоз включается механически и выключается посредством гидравлики; мотор-насос смонтирован на стальной опорной плите.

Диаметр тормозного шкива 500 мм, максимальный тормозной момент 1800 Н м. Двигатель всегда оборудуется внешним вентилятором.

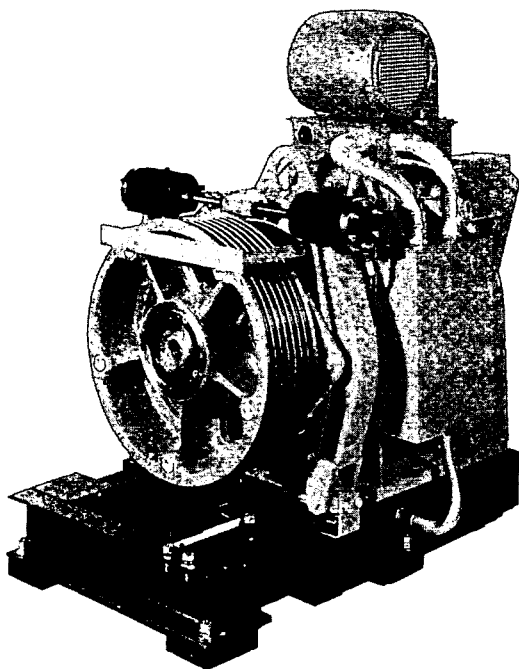


Рис.4.37 Лебедка "Baby Gearless" GH 330 (Schendler Aufzüge AG)

4.2.2 Безредукторные лебедки переменного тока

Прогресс в разработке систем регулирования скорости переменного тока привел к появлению на лифтовом рынке безредукторных лебедок с приводом переменного тока.

Чертеж безредукторной лебедки CG 90 изготовленной компанией ALBERTO SASSI SpA приведен на рис. 4.38, продольный разрез лебедки представлен на рис. 4.39.

Лебедка очень компактная и имеет небольшие размеры. Она поддерживает максимальную радиальную нагрузку на шкив 7000 кг при номинальном вращающем моменте 900 Н м.

Она спроектирована для номинальной нагрузки 1000 кг или 1275 кг, соответственно, и для скорости кабины 1,6, 2,0, 2,5 и 3,0 м/с.

Диаметры тяговых шкивов 410, 460 или 520 мм для номинальной нагрузки 1000 кг, но только 410 мм для номинальной нагрузки 1275 кг.

Шкив может иметь максимум 9 ручьев при номинальных диаметрах каната 10, 11 или 12 мм, или максимум 8 ручьев при номинальном диаметре 13 мм.

Фотография лебедки показана на рис. 4.40.

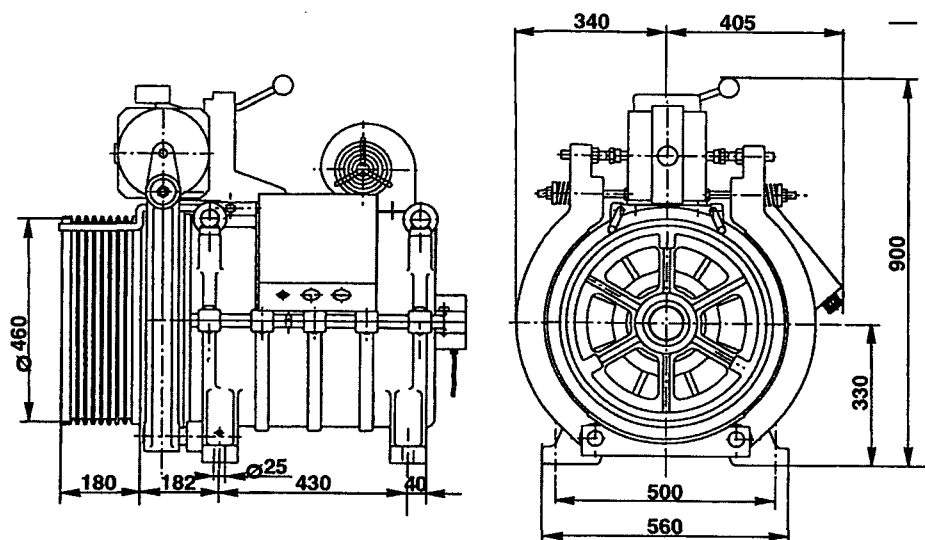


Рис.4.38 Схема безредукторной лебедки CG 90 (Alberto Sassi SpA)

Асинхронный двигатель переменного тока с восемью полюсами контролируется частотным преобразователем с обратной связью по скорости и току для достижения совершенной диаграммы скорости и комфорта поездки.

Цифровой генератор импульсов имеет общую ось с валом двигателя (см. рис. 4.39) и защищен против механического повреждения колпаком, соединенным с корпусом двигателя.

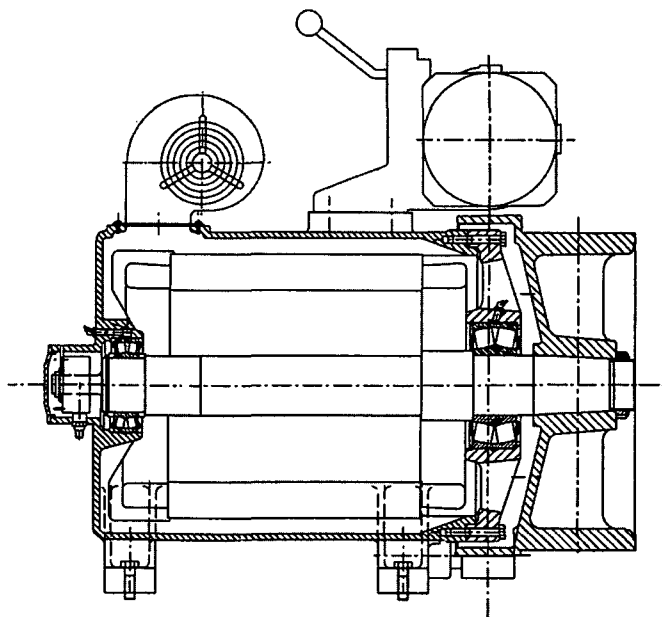


Рис. 4.39. Продольное
разрез безредукторной
лебедки CG 90

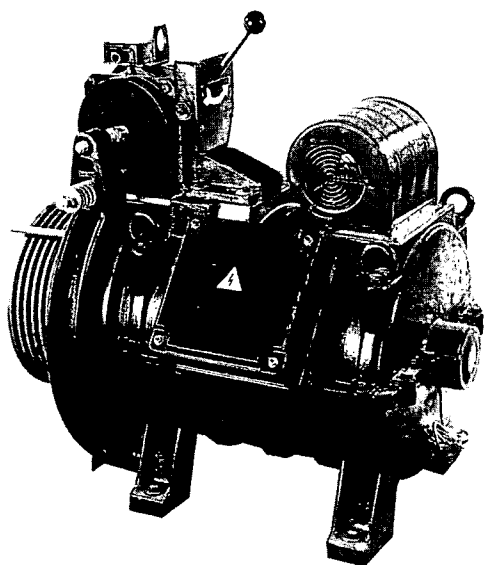


Рис. 4.40. Безредукторная лебедка CG 90
(Alberto Sassi SpA)

Двигатель оборудован вспомогательным вентилятором 230 В переменного тока (однофазный) высокой объемной производительности, что дало возможность увеличить число пусков двигателя в час до 240.

Терморезисторы тепловой защиты в обмотке двигателя дают возможность постоянно проверять температуру обмотки посредством контроллера лифта.

Вал поддерживается двумя самоустанавливающимися роликовыми подшипниками.

Шкив отлит вместе с тормозным шкивом и установлен консольно.

Тормоз – стандартной конструкции с внешним нажатием, он выключается двумя электромагнитами постоянного тока в соответствии с EN 81-1.

Могут быть установлены микроконтакты для контроля зазора между тормозными башмаками и шкивом.

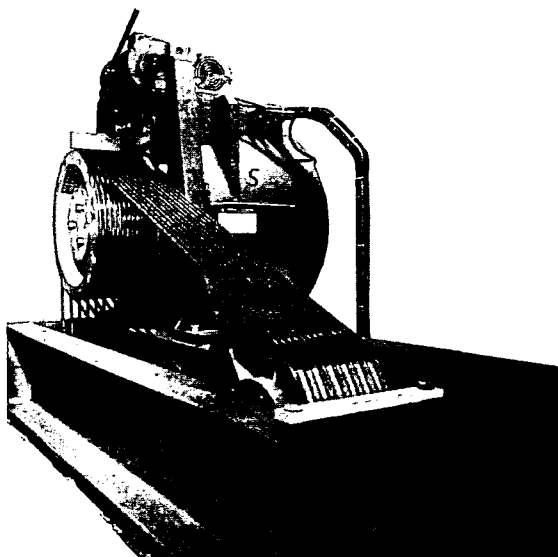
Thyssen Aufzuge производит компактную, обеспечивающую экономию пространства, и не требующую большого технического обслуживания безредукторную лебедку, показанную на рис. 4.41. В соответствии с современной практикой, вал поддерживается двумя самоустанавливающимися роликовыми подшипниками на обеих сторонах ротора. Тяговый и тормозной шкив отлиты вместе и установлены консольно.

Лебедка в настоящее время используется для привода с двойным обхватом. Колодочный тормоз стандартной конструкции с закрепленными тормозными колодками и двумя независимыми магнитами в общем корпусе для тормозной системы с двойным управлением расположен между двигателем и шкивом.

Так как максимальное число пусков в час 240, лебедка оборудована внешним вентилятором. На рис. 4.41, лебедка и контршкив установлены на тяжелой стальной опорной плите для минимизации передачи вибраций (см. раздел 12.6.1).

Лебедка изготавливается в трех вариантах для номинальной грузоподъемности 1000, 1350 и 2000 кг. Номинальная скорость для каждого варианта конструкции может изменяться от 1,6 до 3,0 м/с. Максимальная высота подъема составляет 80–170 м в зависимости от режима работы и условий окружающей среды.

Рис. 4.41. Компактная безредукторная лебедка (Thyssen Aufzüge)



В разделе 4.3 описана и показана другая безредукторная лебедка того же изготовителя DAF 210, получившее название «Mini-gearless», предназначена для установки прямо вверх шахты лифта.

Большое внимание в этой книге уделено специальным безредукторным лебедкам с приводом переменного тока компании KONE Elevators (см. раздел 4.3).

4.3. Лебедки для лифтов без машинного помещения

Недавно, революционные концепции пассажирских лифтов определили расположение лебедки и ограничителя скорости непосредственно в шахте лифта.

Отпала необходимость в машинном или другом подходящем помещении, отсюда и наименование «без машинного помещения» или, сокращенно, «лифт без помещения». Появились две специальные конструкции редукторных и безредукторных лебедок переменного тока.

KONE Elevators была первой компанией, разработавшей и положившей начало новой лифтовой концепции. Она получила название MonoSpace™ и первый лифт был установлен и прошел проверку в Вурбюрге, Нидерланды в 1995 г.

Выпуск коммерческой продукции имел место в Брюсселе, Бельгии в 1996 г.

Для реализации концепции была применена специальная лебедка, получившая наименование EcoDisc™.

Она основана на новом типе приводного двигателя: осевом синхронном двигателе переменного тока с возбуждением на постоянных магнитах.

В соответствии с осевым принципом линии магнитной индукции двигателя пересекают воздушный зазор параллельно оси, а полюса двигателя – радиально.

Этот принцип проектирования позволяет придать лебедке очень плоскую форму.

Конструкция аксиального двигателя более сложная, чем у стандартных двигателей из-за асимметрии формы магнитной цепи.

В результате проектирование двигателя должно быть выполнено численными методами с использованием весьма продвинутых компьютерных программ.

Постоянные магниты позволяют получить оптимальные характеристики, как превосходные значения КПД, так и величины коэффициента мощности при небольших размерах. Коэффициент полезного действия двигателя изменяется от 75 до 95% в зависимости от скорости и нагрузки.

Другая благоприятная особенность – динамическое торможение.

Если закортить клеммы двигателя с постоянными магнитами, двигатель генерирует момент, препятствующий движению кабины при выключенном тормозе.

Лебедка не наберет высокие обороты как традиционные безредукторные лебедки при тех же условиях.

Лебедка оснащена двумя независимыми колодочными тормозами, которые выключаются электромагнитами.

Предусмотрено устройство ручного выключения на случай аварии, например, при прекращении подачи энергии.

Тяговый шкив смонтирован прямо на валу ротора.

Лебедки EcoDisc™ производятся в трех вариантах, имеющих наименования MX 05, MX 06 и MX 10. Все они имеют одинаковую конструкцию и отличаются только размерами. Лебедка этой конструкции представлена на рис. 4.42, а вся система – на рис. 4.43.

Расположение лебедки – сверху шахты; плоская форма дает возможность её крепления к направляющей кабины в промежутке между направляющей и стеной шахты.

Кратность канатной системы 1:2 с нижней подвеской кабины (выжимного типа). Ограничитель скорости также расположен в верхней части шахты.

Основные технические параметры представлены в табл.4.3. Эта таблица включает параметры лебедки MiniSpace MX 18, о которой мы расскажем позже, и лебедок MX 32, MX 40 и MX 100, которые подходят для лифтов с большей номинальной величиной грузоподъемности.

Таблица 4.3

Технические параметры лебедок EcoDisc

Тип лебедки	MX05	MX06	MX10	MX18			MX32	MX40	MX100
Номинальная нагрузка (кг)	480	630	1000	1000	1800		1600	2000	5000
Максимальная скорость (м/с)	1,0	1,0	1,0	4,0			6,0	10,0	17
Макс. путь / число остановок	40/16	40/16	40/16	70 / 24			250	250	400
Мощность мотора (кВт)	2,7	3,5	5,7	26,0			55,0	120,0	500,0
Макс. число канатов подвески	4	5	6	14	11	9	8	9	11
Ном. диаметр каната (мм)	8	8	10	8	10	13	16	19	22
Максимальное числ.об/мин	112	95	80	200			130	190	270
Диаметр шкива (мм)	340	400	480	650	690	750	750	1000	1200
Кратность подвески	2:1	2:1	2:1	1:1	2:1		1:1	1:1	2:1
Уровень шума (дБ[А])	50-55	50-55	52-57	60-70			~72	~72	~72
Ток плавкого предохран.(А)	10	16	25						
Размеры лебедки	1050	1055	1054	1170			1200	1525	2000
глубина (мм)	240	252	270	630			1100	1200	1400
Расположение лебедки	шахта	шахта	шахта	машинное помещение.			машинное помещение	машинное помещение	машинное помещение

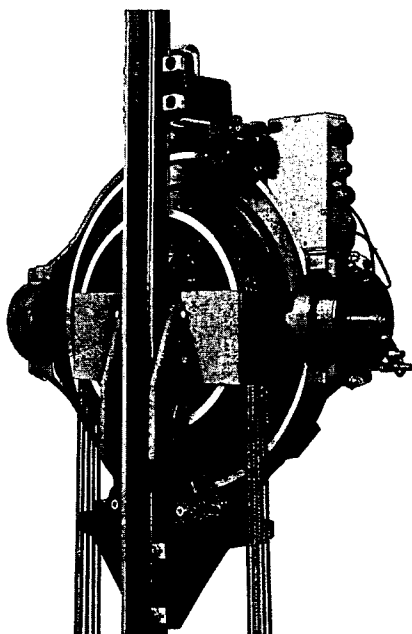


Рис. 4.42. Лифт с лебедкой EcoDisc™

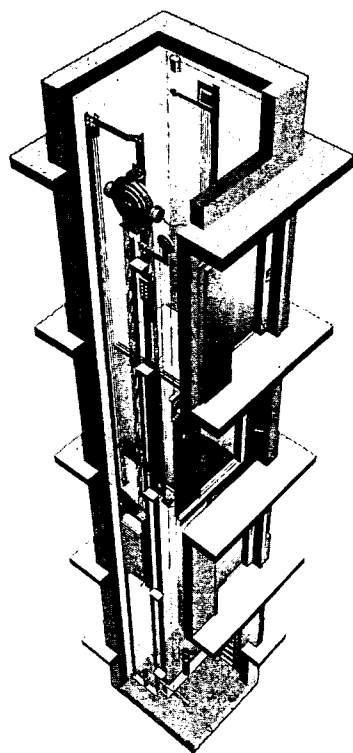


Рис. 4.43. Лебедка MX 06 EcoDisc™
(KONE Corp.)

Контроллер расположен вне шахты на самом верхнем этаже, шкаф контроллера объединен с порталом двери посадочной площадки.

Предусмотрено смотровое окно в шкафу контроллера, через которое видны канаты и ограничитель скорости. Там же расположен рычаг ручного выключения тормоза в аварийной ситуации, главный выключатель и кнопка контроля работоспособности ограничителя скорости.

В целях безопасности, предусмотрено устройство фиксации кабины на направляющих при производстве работы с крыши кабины.

Лебедки MX 05, MX 06 и MX 10 были разработаны для жилых и небольших административных зданий в Европе, но они также могут быть установлены в других типах зданий.

Основные преимущества данной концепции следующие:

- * отсутствие машинного помещения, отсюда значительное снижение стоимости строительных работ,
- * высокий КПД и как результат низкое потребление энергии,
- * комфорт поездки благодаря частотному регулированию скорости,
- * низкая стоимость технического обслуживания, так как простой двигатель фактически не требует технического обслуживания,
- * низкий уровень шума, так как нет зубчатой передачи.

MiniSpace™ MX 18 может быть расположена в машинном помещении со столь малыми размерами, что его площадь лишь ненамного превышает площадь поперечного сечения шахты лифта. Это показано на рис. 4.44, а полная система парной установки лифтов при кратности подвески 2:1 показаны на рис. 4.45. Основные технические параметры даны в табл. 4.3.

Рис. 4.44. Лебедка MX 18
(KONE Corp.)

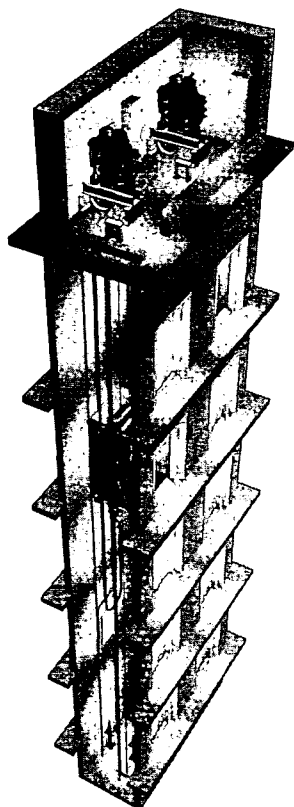
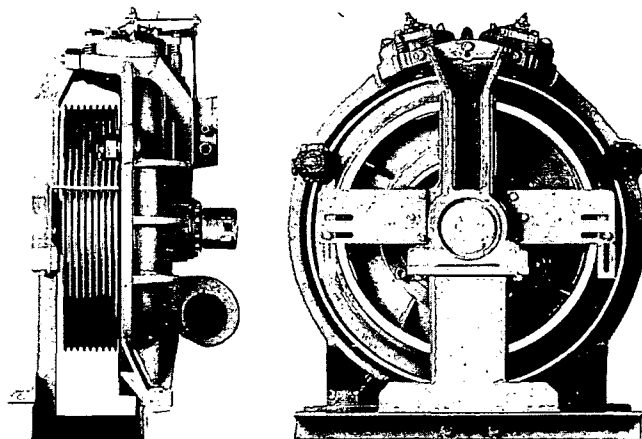


Рис.4.45. Лифтовая система с двумя
лебедками MX 18

Все лебедки оборудованы частотным преобразователем со специальным программным обеспечением регулирования скорости.

Блок-схема показана на рис. 4.46. На крупных лифтах линейный преобразователь, оборудованный управляемым полупроводниковым мостом сохраняет синусоидальную форму линейного тока и обеспечивает коэффициент мощности равный 1. На небольших EcoDisc™ он был заменен простым диодным мостом и управляемым тормозным резистором; однако большие лебедки используют рекуперацию энергии.

Преобразователь двигателя по существу представляет собой простой трехфазный частотный преобразователь, похожий на используемые с асинхронными двигателями; отличается только алгоритмы управления двигателем.

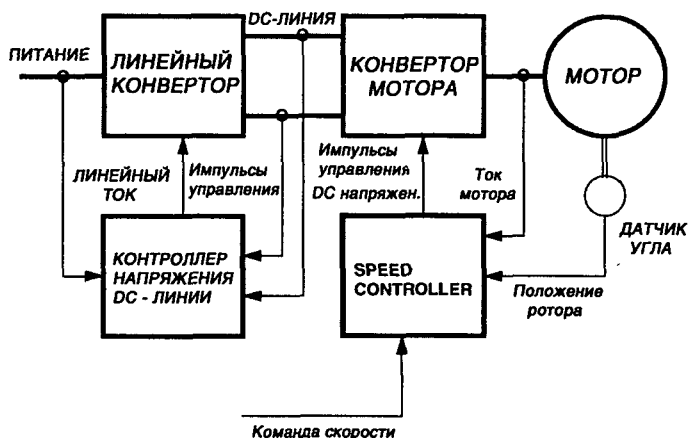


Рис. 4.46. Блок-схема привода EcoDisc™

Лебедки MX 32, MX 40 и MX 100 оборудованы двумя двигателями EcoDisc™, расположенными по обе стороны тягового шкива.

Лебедка MX 100 рассчитана на номинальную грузоподъемность 5000 кг, номинальную скорость до 17 м/с и статическую нагрузку на тяговый шкив 50000 кг.

Все три типа лебедок пригодны для применения в высотных зданиях.

На рис. 4.47 и 4.48 показана синхронная бредукторная лебедка переменного тока под названием “Mini-gearless”, модель DAF 210. Она изготовлена компанией Thyssen Aufzuge и смонтирована вверху шахты лифта. Кратность канатной системы 2:1, крепление неподвижной концевой части канатов показано на рис. 4.48.

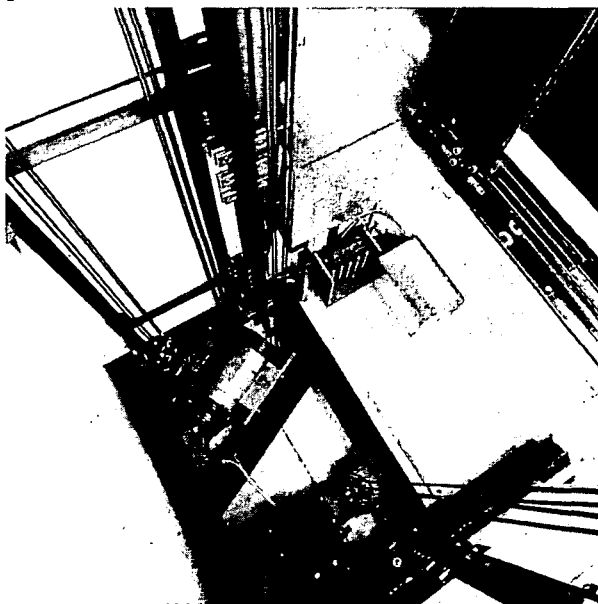
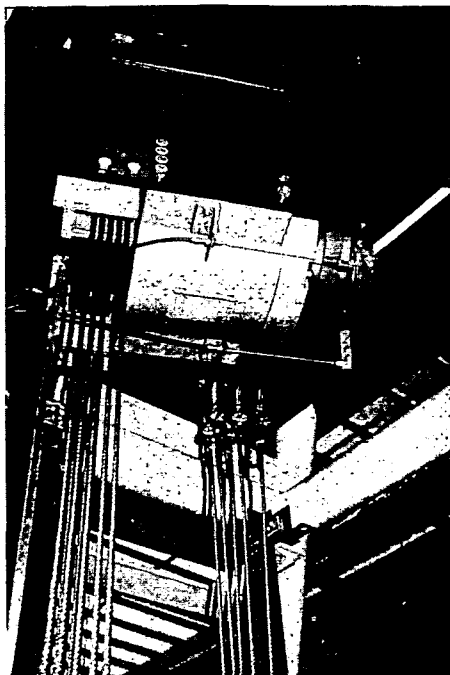


Рис. 4.47. Лебедка Mini-gearless в верхнем этаже шахты (Thyssen Aufzuge)

Рис. 4.48. Лебедка Mini-gearless
(Thyssen Aufzüge)



Нижняя подвеска кабины уменьшает высоту верхний этаж шахты лифта.

Вал лебедки поддерживается двумя подшипниками вместе с расположенным между ними ротором; тяговый шкив установлен с одной стороны мотора, тогда как двухдисковый тормоз – на противоположной.

Управление скоростью производится с помощью частотного преобразователя.

На рис. 4.48 стальной трос используется для ручного выключения тормоза в аварийной ситуации (при прекращении подачи энергии)

Лебедка изготавливается в двух различных вариантах, конструкция М и L. Наиболее важные технические параметры даны в табл. 4.4.

Лифтовая система Schindler Smart MRL 001 была представлена общественности в Сарагосе, Испании в 1998 г.

Новая запатентованная система ориентирована на европейский рынок жилых зданий, так как эта не дорогая продукция в полной мере отвечает принятому там критерию: качество и доступность.

Это лифт с тяговой лебедкой с тремя величинами номинальной грузоподъемности по выбору: 320, 450 и 630 кг с номинальной скоростью 1,0 м/с.

Кабина имеет консольную конструкцию и коэффициент кратности канатной подвески 1:1.

Максимальная высота подъема 42 м с обслуживанием до 15 этажей.

Лебедка расположена наверху шахты лифта на специальной поперечной балке стального профиля между направляющими кабины. Все четыре направля-

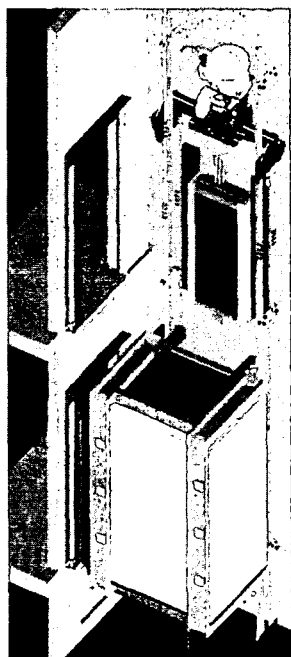


Рис. 4.49. Лифтовая система Smart MRL 001 (Schindler Aufzüge)

ющих соединены вместе, гарантируя устойчивость и жесткость крепления лебедки. Чертеж данной системы показан на рис. 4.49.

Конструкция лебедки довольно необычна, так как ось двигателя и червяка слегка отклонены от вертикали в сторону пути движения лифта.

Две независимых колодки тормоза расположены между двигателем и редуктором.

Лебедка приводится в действие двухскоростным асинхронным двигателем с частотным преобразователем.

Устройство ручного привода, используемого в аварийных ситуациях (например при отключении электропитания) смонтировано в верхней части двигателя.

Схема лебедки с поперечной балкой и траверсами крепления на четырех направляющих приведен на рис. 4.50, а фотография лебедки, сделанная в шахте лифта на рис. 4.51.

Устройство ручного привода лебедки детально представлено на рис. 4.52.

Большое коническое колесо вводится в контакт с подвижной шестерней при проведении аварийных работ.

Таблица 4.4

Технические параметры лебедки DAF 210

Тип лебедки	DAF 210 M		DAF 210 L	
Макс. статическая нагрузка на шкив, (кН)	17,1		23,3	
Макс. тормозной момент, (Н·м)	1000		1600	
Диаметр шкива, (мм)	360		360	
Момент инерции, (кг·м ²)	1,1		1,6	
Число канатов × диаметр (мм)	5 × 8		7 × 8	
Номинальная скорость, (м/с)	1,0	1,6	1,0	1,6
Частота вращения, (об/мин)	106	170	106	170
Частота тока статора, (Гц)	14,2	22,7	14,2	22,7
Номинальный момент мотора, (Н м)	360		540	
Пусковой момент мотора, (Н м)	760		1130	
Макс. момент мотора, (Н м)	925		1350	
Мощность мотора, (кВт)	4,0	6,5	6,0	10,0
Число пусков в час	240		240	
Номинальный ток, (А)	9,0	14,3	13,2	21,5
Пусковой ток, (А)	19,0	30,0	27,0	44,0
Коэффициент мощности, cos φ	0,93		0,91	

Рис. 4.50. Рисунок лебедки и опорной конструкции (Schindler Aufzuge)

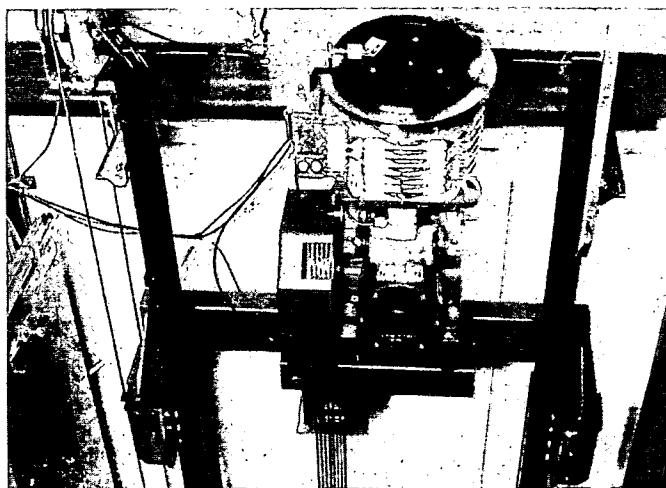
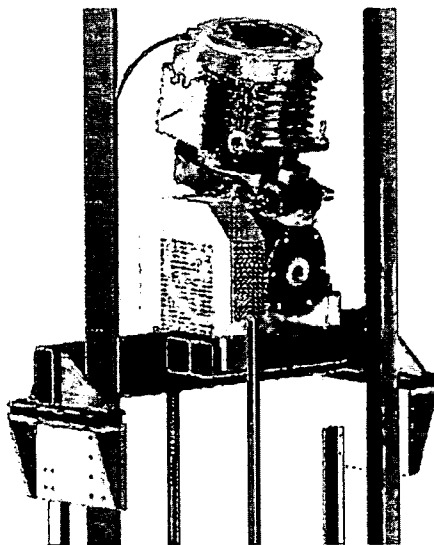
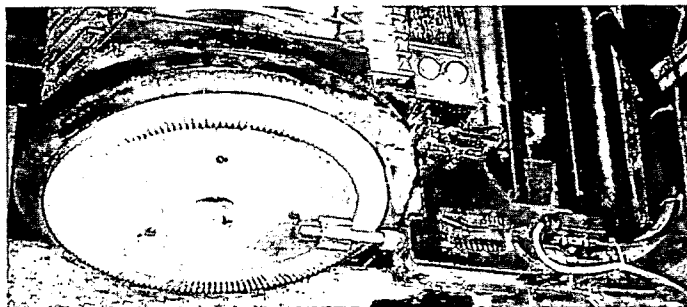


Рис. 4.51. Лебедка Smart MRL 001, смонтированная наверх шахты (Schindler Aufzuge)

Рис. 4.52. Механическое устройство ручного привода лебедки



Вращение шестерни и, в результате, вращение червяка и шкива осуществляется вручную человеком, стоящим перед шкафом управления.

Специальный рычаг аварийной эвакуации расположен в шкафу и связан с устройством на лебедке – см. фотографию контроллера на рис. 4.53. Ручная операция показана на рис. 4.54.

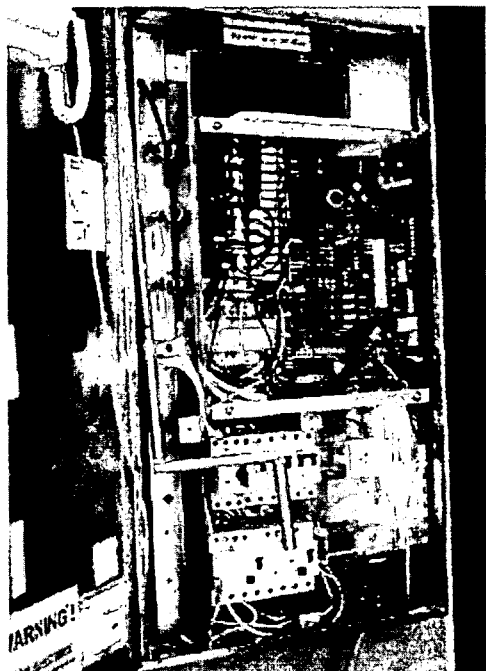


Рис. 4.53. Контроллер с рычагами выключения тормоза и ручного привода

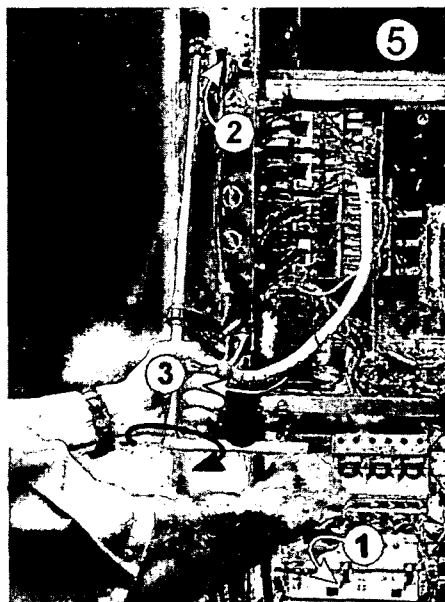


Рис. 4.54. Ручная операция в случае аварии

Одной рукой нажимается рычаг 3, который отключает тормоз, другая рука вращает рычаг аварийной эвакуации 4 и кабина движется к ближайшему этажу. Контроллер обычно расположен на уровне верхней посадочной площадки.

Alberto Sassi SpA производит компактную лебедку для лифтов без машинного помещения под названием AS 88, которая показана на рис. 4.55.

Хотя она может быть смонтирована как в горизонтальном, так и в вертикальном положении, вертикальному положению отдается предпочтение из-за лучшего использования ограниченного пространства в шахте лифта.

Основные технические параметры лебедки следующие:

номинальная грузоподъемность 630 кг, номинальная скорость 1 м/с, максимальная статическая нагрузка на шкив 1600 кг, коэффициент кратности канатной системы 2:1, максимальная высота подъема 30 м, диаметр шкива 400 мм, максимальное число канатов 4 диаметром 10 мм, мощность двигателя 4,7 или 5,6 кВт, номинальный вращающий момент 34,3 или 41 Н м, номинальный ток 10,8 или 12,9 А. Пусковой ток составляет 2,2 номинального значения.

Четырехполюсный асинхронный двигатель переменного тока, спроектированный для частотного регулирования скорости VVVF, достигает номинальной скорости 305 об/мин при частоте 43,5 Гц. Цифровой импульсный генератор используется в цепи обратной связи по скорости.

Из-за применения трехзаходного червяка (передаточное число 3:41), использования синтетического масла в лебедке и применения антифрикционных подшипников (роликовых) на обоих валах, эффективность зубчатой передачи при номинальной скорости очень высокая: 0,89.

Так как лебедка была спроектирована для установки в шахте лифта, особое внимание уделялось снижению шума; в результате уровень шума на расстоянии 1 м от лебедки составляет 52–54 дБ (А).

Электромагнитный тормоз имеет два диска и оборудован двумя независимыми электромагнитами. Он располагается в верхней части скоростного вала.

Разрез по скоростному валу показан на рис. 4.56. Вал поддерживается одним однорядным радиальным шариковым подшипником и парой радиально-упорных шаровых подшипников для восприятия радиальной и осевой нагрузки.

Вал с червяком выполнен из никель – хром – молибденовой стали, червяк подвергается закалке и шлифовке.

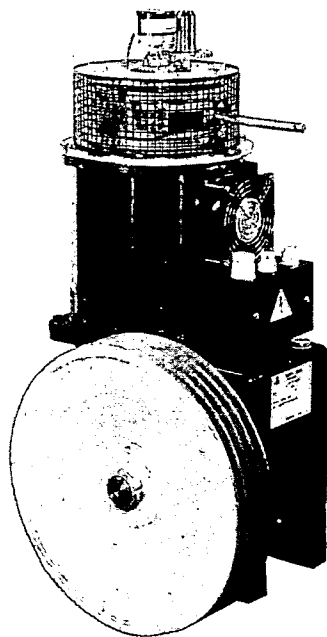


Рис. 4.55. Лебедка AS 88 для лифтов без машинного помещения (Alberto Sassi)

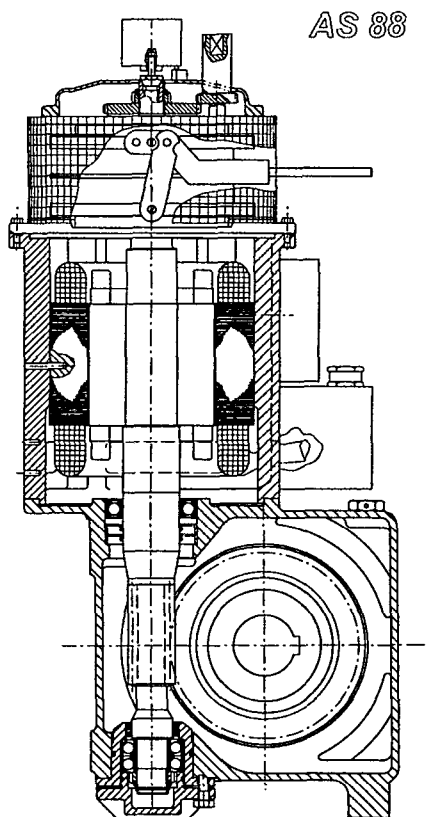


Рис. 4.56. Разрез по скоростному валу
(лебедка AS 88)

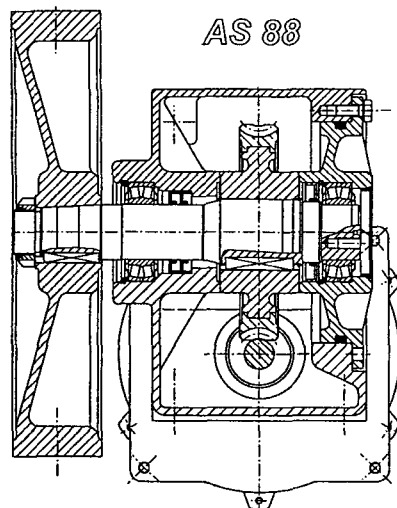


Рис. 4.57. Разрез по тихоходному валу
(лебедка AS 88)

Устройства ручного выключения тормоза и привода лебедки в аварийной ситуации (при перебоях в электроснабжении и т.п) установлено на верху лебедки.

Прямозубое цилиндрическое зубчатое колесо составляет часть устройства ручного привода.

На конце вала можно увидеть специальное соединение для цифрового импульсного генератора.

С целью инспектирования и проведения ручных операций управления лебедка должна быть доступна с внешней стороны шахты.

На рис. 4.57 представлен разрез по тихоходному валу с червячным колесом и тяговым шкивом.

Вал опирается на два самоустанавливающиеся роликовых подшипника. Он изготовлен из никель-хром-молибденовой стали, подвергнут закалке и последующей шлифовке.

Тяговый шкив со ступицей, установлен на коническом конце вала и закреплен шпонкой для передачи энергии.

Размеры лебедки очень небольшие, наиболее важный внешний размер, измеренный параллельно оси тихоходного вала, только 350 мм.

Лебедка может быть смонтирована в любом месте высоты шахты.

Другая представляющая интерес лебедка под названием EPM показана на рис. 4.58, изготовлена фирмой ALPHA Getriebebau GmbH.

Она оснащена планетарным редуктором с встроенным серводвигателем.

Лебедку может быть смонтирована как в верхней, так и в нижней части шахты.

На рис. 4.59 и 4.60 показаны примеры установки: лебедка, смонтирована на поперечной балке между стенами шахты и в нише стены, соответственно.

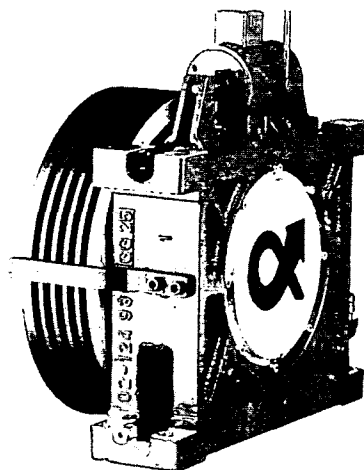


Рис. 4.58. Лебедка EPM для лифтов без машинного помещения (ALPHA Getriebebau)

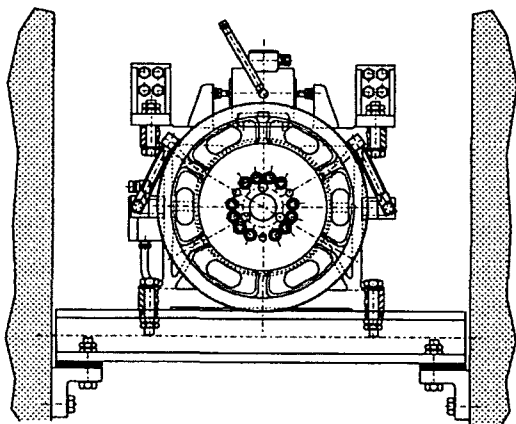
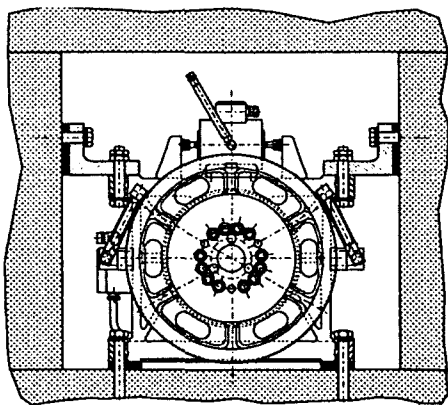
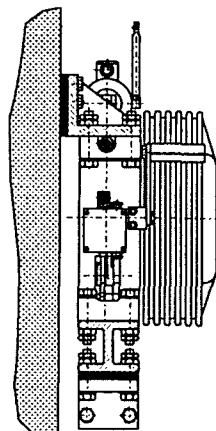
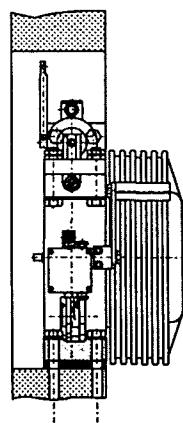


Рис. 4.59. Лебедка EPM, смонтирована на поперечной балке



4.60. Лебедка EPM, смонтирована в нише стены



В лебедке предусмотрен сдвоенный колодочный тормоз с отдельной схемой управления магнитами. Регулирование скорости производится частотным преобразователем.

Важным свойством ЕРМ является возможность её применения для широкого ряда различных лифтов.

В табл. 4.5 даны технические параметры лебедки ЕРМ. Другие не указанные в таблице параметры: максимальная статическая нагрузка на шкив 55 кН, уровень шума 62 дБ (А), передаточное число планетарной зубчатой передачи 21 или 31, КПД зубчатой передачи 0,98, напряжение двигателя 600 В постоянного тока. Зубчатая передача смазана синтетическим маслом на весь срок службы.

Таблица 4.5.

Технические параметры лебедки ЕРМ 300

Кратность канатной подвески 1:1		
номинальная нагрузка (кг)	номинальная скорость (м/с)	мощность мотора (кВт)
450	1,00	3,20
	1,25	4,00
	1,60	5,10
630	1,00	4,35
	1,25	5,40
	1,60	6,90
800	1,25	6,69
1000	1,25	8,25
кратность канатной подвески 2:1		
630	1,25	6,90
800	1,25	8,50
1000	1,00	8,30
1250	0,80	10,10
1350	0,80	10,90

Изготовителем предлагаются две возможности аварийной эвакуации пассажиров: ручная операция или применение автоматической системы эвакуации.

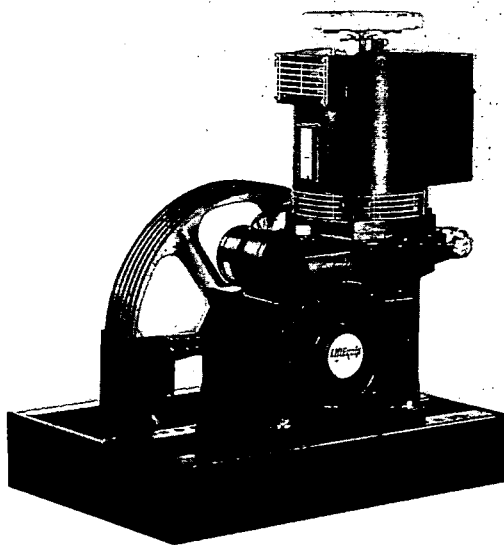
Если предусмотрена дверца к лебедке, т.е. лебедка доступна извне шахты, штурвал ручного привода установлен на валу лебедки и тормоз выключается рычагом вручную.

С помощью ручного привода кабину передвигают на ближайший этаж. Когда штурвал закреплен, цепь безопасности лифта разрывается выключателем безопасности.

При отсутствии прямого доступа к лебедке можно провести автоматическую операцию с помощью аккумуляторов, обычно расположенных в шкафу контроллера. Аккумуляторы двигают кабину на малой скорости до ближайшего этажа независимо от нагрузки кабины.

Thyssen Aufzuge GmbH является производителем лебедки под названием TW 63, рис. 4.61. Лебедка установлена в вертикальном положении.

Рис. 4.61. Фотография лебедки TW 63
(Thyssen Aufzuge)



Область применения лебедки на лифтах представлена данными табл. 4.6.

Таблица 4.6

Область применения лебедок TW 63

Номинальная грузоподъемность (кг)	Номинальная скорость (м/с)	Путь передвижения (м)
кратность канатной подвески 1:1		
675	2,50	100
800	1,60	60
1050	1,00	40
кратность канатной подвески 2:1		
1050	2,00	100
1200	1,60	60
1600	1,00	40
кратность канатной подвески 4:1		
3500	0,63	30

С этой лебедкой могут использоваться все три типа привода переменного тока:.

- (а) двухскоростной асинхронный двигатель с переключаемыми статорными обмотками,
- (б) с регулированием скорости изменением напряжения с помощью преобразователя,
- (с) с регулированием скорости посредством частотного преобразователя и с системой обратной связи по скорости.

С этой лебедкой применяется одноступенчатая червячная передача.

Оба вала установлены на роликовых подшипниках.

Диапазон передаточных чисел следующий: 54:1, 48:1, 33:1, 48:2 (двухзаходный червяк) и 43:3 (трехзаходный червяк).

Для зубчатой передачи используется синтетическое масло, рассчитанное на весь ожидаемый срок службы.

Колодочный сдвоенный тормоз расположен между двигателем и редуктором и создает тормозной момент $2 \times 90 \text{ Н м}$.

Максимальная статическая нагрузка на шкив 43 кН и доступные диаметры 450, 510, 590 и 675 мм.

Уровень шума, измеренный в машинном помещении на расстоянии 1 метра от лебедки, приблизительно 65 дБ (А).

Все тяговые шкивы Thyssen имеют твердость поверхности ручья минимум 50 HRC до минимальной глубины 0,5 мм. Таким образом, износ пазов шкива снижен до минимума и необходимость замены шкива на протяжении срока службы лебедки отпадает.

4.4. Испытание редукторных лифтовых лебедок

Существует три разных типа испытаний:

(а) краткосрочные испытания для определения нагрузочной способности и КПД лебедки.

(б) долгосрочные испытания для определения надежности работы лебедки и ее компонентов.

(с) эксплуатационные испытания, проводимые на реальном лифте в шахте или на испытательной башне.

(а) краткосрочные испытания

Этот вид испытаний следует проводить с каждой новой или модернизированной лебедкой и поэтому ему будет уделено много внимания в этом разделе.

Цель краткосрочных испытаний – определение нагрузочной способности лебедки в определенных условиях эксплуатации. Кроме того, как часть испытаний может быть определен КПД лебедки и ее основных компонентов, таких, как зубчатая передача и электродвигатель в зависимости от нагрузки.

Нагрузочная способность лебедки определяется с учетом температуры в нескольких рекомендуемых местах, т.е. в области червячного зацепления, масляной ванне редуктора и обмотке статора.

Нагрузочная способность определяется максимальным вращающим моментом на тихоходном валу, который вызывает повышение температуры до максимально допустимого уровня хотя бы в одном рекомендуемом месте.

Нагрузочная способность должна быть всегда отнесена к условиям эксплуатации лебедки (режим работы), которые характеризуются величинами:

(а) коэффициента нагрузки ε (%), определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{t_0}{t} \cdot 100\% ,$$

где t_0 – продолжительность работы (с), t – общее время (с), т.е. сумма продолжительности работы и времени, когда лебедка находится в выключенном состоянии.

(б) числа пусков в час z (1/ч).

Испытательное оборудование

Испытательное оборудование может быть разной конструкции.

На рис. 4.62 вместе с указанием некоторых измеряемых величин дана схема испытательного стенда, установленного в лаборатории Чешского Технического Университета в Праге. Основные элементы стенда следующие:

1 – двигатель лифта, 2 – редуктор, 3 – цепной привод, 4 – ведомая звездочка тихоходного вала, 5 – планетарный редуктор, 6 – клиноременная передача, 7 – генератор постоянного тока (тормозной генератор), 8 – резистор.

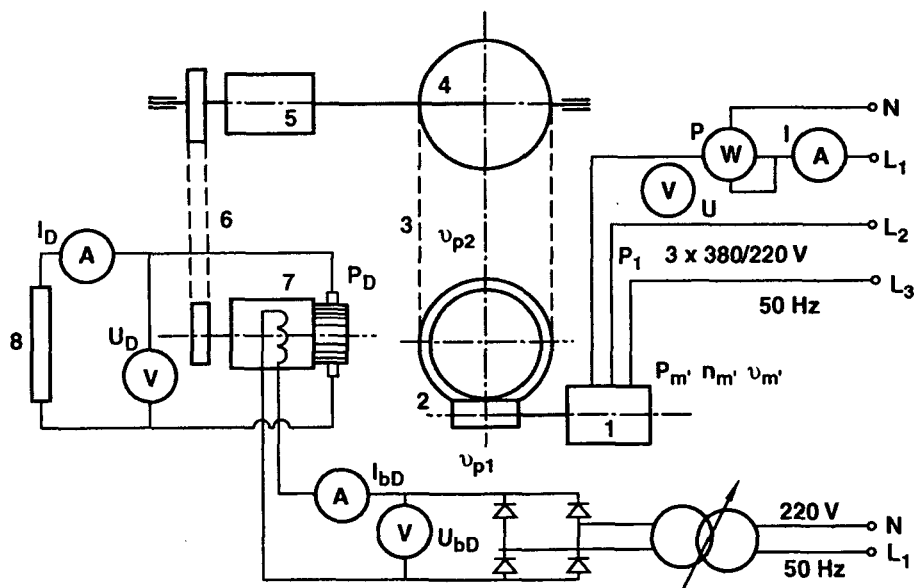


Рис. 4.62. Схема испытательного стенда

Испытательный стенд состоит из двух основных частей: стационарной части, которая образует опорную конструкцию, и переустанавливаемой части, которая может поворачиваться относительно верхнего вала стенда и на которой смонтированы все подвижные компоненты испытательного стенда.

Передача энергии от лебедки к стенду достигается с помощью цепного привода с отношением 1:1. Ведущая звездочка обычно крепится болтами к тя-

говому шкиву лебедки, тогда как ведомая звездочка смонтирована на верхнем валу стенда.

Энергия через планетарную лебедку и клиноременную передачу поступает к генератору постоянного тока, используемому как нагрузочный тормоз.

Планетарная передача используется для увеличения скорости, необходимого для правильного функционирования высокооборотного генератора.

Тормозной момент на тихоходном валу достигается реостатным торможением генератора и контролируется тензометрическими датчиками в обоих направлениях вращения.

На стальной конструкции стенда может быть смонтировано специальное устройство для создания вертикальной силы на шкив, чтобы моделировать фактическую вертикальную нагрузку шкива. Стоит отметить, что эта сила влияет только на реакции в подшипниках тихоходного вала и связанные с их величиной потери в подшипниках. Последствия её влияния не столь существенны.

Величины, измеряемые в ходе испытаний

В ходе краткосрочных испытаний в настоящее время измеряются следующие электрические и механические величины:

- частота и напряжение электрических сетей,
- ток и напряжение генератора, ток и напряжение силовой цепи,
- потребляемая мощность, ток и скорость (об/мин) двигателя,
- ток и напряжение электромагнитного тормоза,
- тормозной момент,
- температура в контролируемых местах и окружающая температура.

Принцип испытаний под нагрузкой

Соотношение между температурой и временем обычно имеет экспоненциальный характер, аналитическое выражение которой выражается уравнением:

$$\vartheta = \vartheta_{\infty} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) + \vartheta_0 \cdot e^{-\frac{t}{\tau}}, \quad (^\circ\text{C}), \quad (4.24)$$

где ϑ – температура в рекомендуемом месте во время t , ($^\circ\text{C}$), ϑ_{∞} – температура в том же месте во времени, приближающемся к бесконечности ($^\circ\text{C}$), ϑ_0 – первоначальная температура (обычно равная окружающей температуре), ($^\circ\text{C}$), τ – постоянная времени нагрева, (с):

$$\tau = \frac{m \cdot c}{\alpha \cdot S}, \quad (\text{с}), \quad (4.25)$$

где m – масса компонента, температура которого наблюдается (с), c – теплоемкость (удельная теплоемкость) ($\text{Дж} \times \text{кг}^{-1} \times ^\circ\text{C}^{-1}$), α – коэффициент теплопередачи ($\text{Дж} \times \text{м}^{-2} \times ^\circ\text{C}^{-1} \times \text{с}^{-1}$), S – площадь поверхности охлаждения, (м^2).

Как очевидно из уравнения температурно-временной зависимости, кривая приближается к горизонтальной асимптоте, ордината которой равна температуре ϑ_{∞} .

Если мы примем во внимание только увеличение температуры, т.е. $\Delta\vartheta$, полагая, $\vartheta_0 = 0$, то мы легко можем рассчитать значения увеличения температуры $\Delta\vartheta$ для $t = \tau$ и кратные временной константы нагрева τ .

$$\text{Для } t = \tau \quad \Delta\vartheta = 0,632 \cdot \vartheta_{\infty}$$

$$t = 2\tau \quad \Delta\vartheta = 0,864 \cdot \vartheta_{\infty}$$

$$t = 3\tau \quad \Delta\vartheta = 0,95 \cdot \vartheta_{\infty}$$

$$t = 4\tau \quad \Delta\vartheta = 0,98 \cdot \vartheta_{\infty}$$

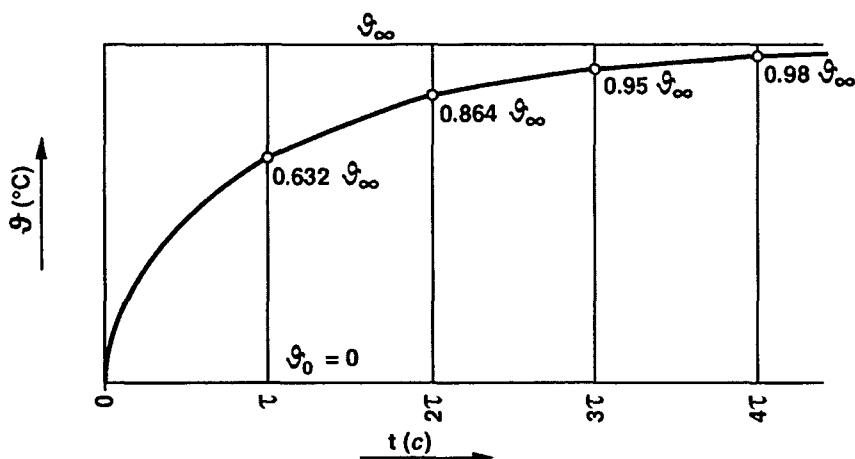


Рис. 4.63. Графа зависимости температуры от времени

В диапазоне температур, достижимых в ходе испытаний, получить учет-веренное значение константы τ будет означать достижение постоянства процесса теплопередачи.

Теплопередача обычно рассматривается как стационарный процесс, когда градиент температуры не превышает 2°C в час.

Экспериментальное определение постоянной времени нагрева τ очень трудное и ненадежное дело.

В ходе испытаний под нагрузкой нет необходимости в том, чтобы ста-бильное состояние достигалось во всех случаях; однако испытания должны продолжаться достаточно долго, чтобы оценить значения возможных ϑ_{∞} .

Выбор рекомендуемых мест

Когда применяются лебедки с червячной передачей, необходимо следить-за температурой минимум в трех рекомендуемых местах:

- обмотка статора,
- масляная ванна редуктора,
- масло в области червячного зацепления; термодатчики предпочтительно должны располагаться с обеих сторон червяка.

Следует также следить за температурой окружающей среды.

Процедура испытаний

Краткосрочное испытание состоит из ряда частичных испытаний для постепенно увеличивающейся нагрузки (пошаговые). Нагрузка представлена тормозным моментом.

Режим работы (коэффициент нагрузки, число запусков в час) должен быть определен до начала испытания. Детализация зависит от указанной области практического применения лебедки.

Желательно моделировать как можно точнее фактический рабочий режим.

Для каждой нагрузки строится график зависимости температуры от времени.

Температура записывается непрерывно или измеряется через одинаковые интервалы времени.

Если максимальные температуры, полученные в ходе испытания в каждом рекомендуемом месте (когда достигается неизменное состояние теплопередачи), не приближаются к максимально допустимым значениям, проводится еще одно испытание при большей нагрузке.

Этот процесс продолжается, пока не будет достигнута максимально допустимая температура минимум в одном рекомендуемом месте.

Соответствующий вращающий момент характеризует нагрузочную способность лебедки для выбранного режима работы.

На рис. 4.64 представлены графики зависимости температуры от времени для двух разных тормозных моментов.

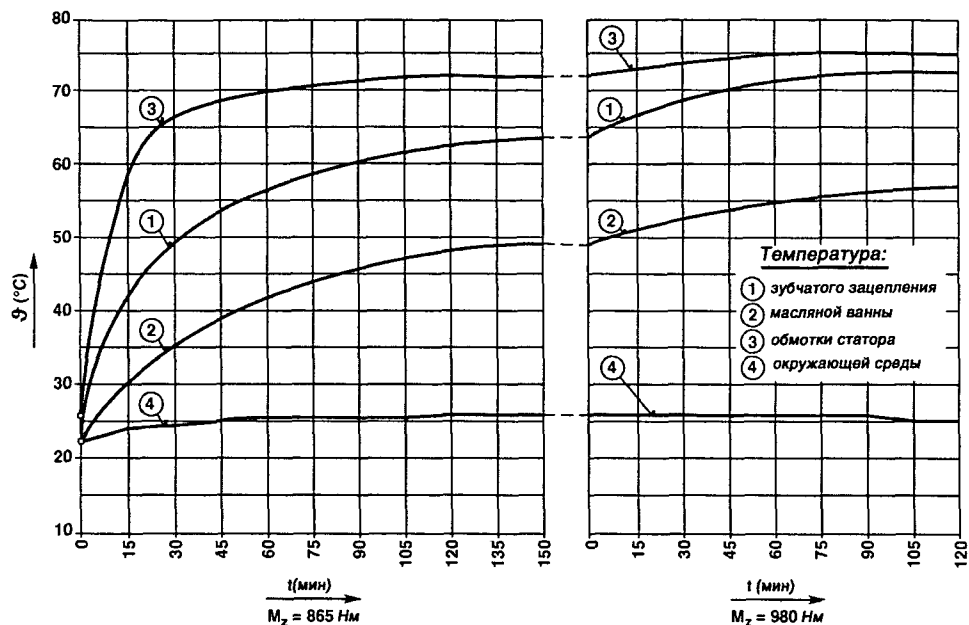


Рис. 4.64. График зависимости температуры от времени для двух значений крутящих моментов

Как можно увидеть, последнее частичное испытание для увеличившейся нагрузки последовало за предыдущим.

Если проводится достаточное число частичных испытаний, для определенного режима работы может быть выявлено отношение между максимальной температурой ϑ_{∞} в каждом рекомендуемом месте и тормозным моментом.

На рис. 4.65 и 4.66 показаны интересные графики, показывающие зависимость увеличения температуры масляной ванны ϑ_{∞} от тормозного момента M_z . Максимальные температуры могут рассчитываться как $\Delta\vartheta = \vartheta_{\infty} - \vartheta_0$.

Обе группы графиков были составлены для одной лебедки, а именно W 250 производства компании Schindler Aufzuge, но для различных конфигураций и разных режимов работы.

На рис. 4.65 однозаходный червяк использовался для передаточного числа редуктора 43:1 и режим работы был следующим: коэффициент нагрузки 40%, число пусков в час 60.

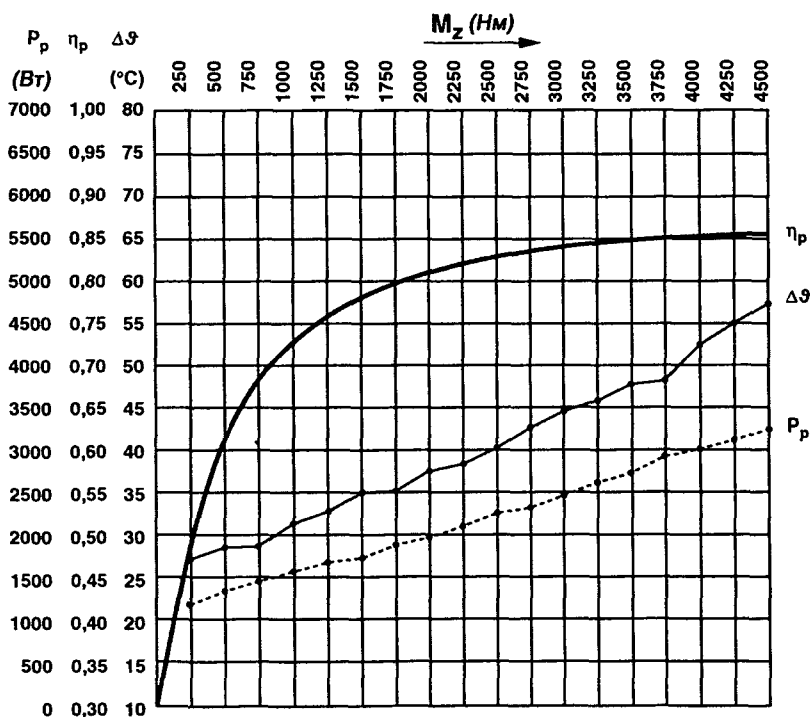


Рис.4.65. Графики зависимости: $P_p / M_z, \Delta\vartheta / M_z, \eta_p / M_z$ для лебедки с однозаходным червяком

На рис. 4.66 показаны зависимости, полученные с двухзаходным червяком для передаточного числа редуктора 69:2 и более тяжелого режима: число пусков в час 180, а коэффициент нагрузки остался таким же (40%).

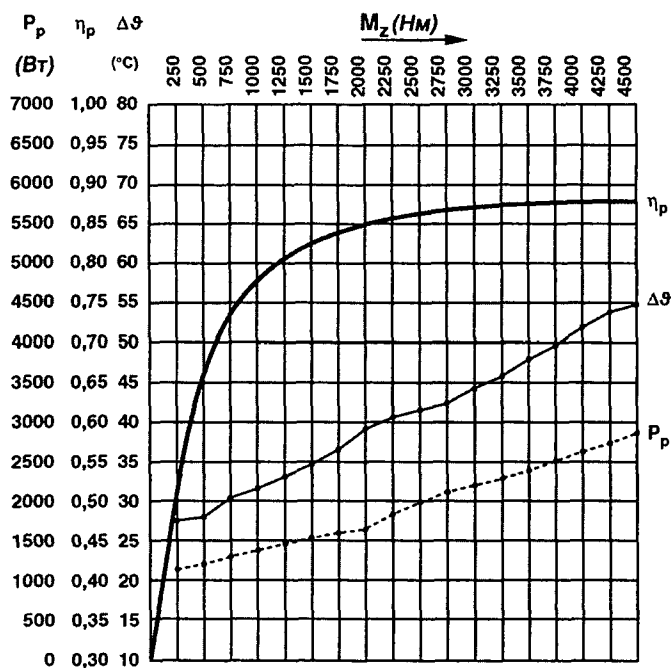


Рис. 4.66. Графики зависимости: $P_p / M_z, \Delta\theta / M_z, \eta_p / M_z$ для лебедки с двухзаходным червяком

В обеих группах графиков показана зависимость потребляемой мощности двигателя и механического КПД зубчатой передачи от тормозного момента. Сравнение демонстрирует хорошо известный факт, что КПД червячной передачи η_p увеличивается с увеличением числа заходов червяка. Поэтому несмотря на большее число пусков, увеличение температуры $\Delta\theta$ немного ниже с лебедкой, использующей двухзаходный червяк, также как и потребляемая мощность двигателя P_p (более низкие полные потери).

КПД зубчатой передачи мы обсудим позже; однако следует отметить, что в обоих рассмотренных случаях КПД достаточно высок.

Графи потребляемой мощности двигателя почти линейные.

Определение коэффициента полезного действия лебедки

Коэффициент полезного действия следует определять в зависимости от тормозного момента в диапазоне практического изменения нагрузок.

Когда компоновка испытываемого оборудования такая, как показано на рис. 4.62, общий КПД лебедки η рассчитывается из уравнения:

$$\eta = \frac{M_z \cdot n_m}{9550 \cdot P_p \cdot i \cdot \eta_c}, \quad (4.26)$$

где M_z — тормозной момент, (Н м), n_m — число оборотов двигателя, (об/мин), P_p — потребляемая мощность двигателя (кВт), i — передаточное чис-

ло между двигателем и подвижной частью испытательного стенда, η_c – механический КПД цепного привода.

Тормозной момент на подвижной части испытательного стенда регулируется или возбуждением генератора постоянного тока или механически посредством калиброванных грузов после демонтажа тензометричных датчиков между стационарной и переустанавливаемой частями испытательного стенда.

Частоту вращения двигателя можно измерить стробоскопом или тахогенератором. Температура масла в ходе испытания должна быть 20-50°C.

Графики КПД начинаются с нуля при отсутствии нагрузки, увеличиваются с ростом нагрузки до максимального значения и опускаются при перегрузке. Кривая должна быть плоская в пределах практических нагрузок для снижения потери энергии до минимума.

На рис. 4.67 график показывает зависимость между общим КПД лебедки η и тормозного момента M_z .

График механического КПД червячной передачи η_p представлен для ограниченного предела нагрузки (тормозной момент).

Обе графика чертились для одного направления вращения и ведущего червяка.

Целесообразно применять ту же самую технику для получения графика при противоположном направлении вращения.

И общий КПД лебедки и КПД редуктора при ведущем червячном колесе окажутся меньше, чем в случае, представленном на рис. 4.67.

Как и по графикам для ведущего червяка, значения КПД при ведущем червяке и червячном колесе рассчитываются по формулам (4.2) и (4.3).

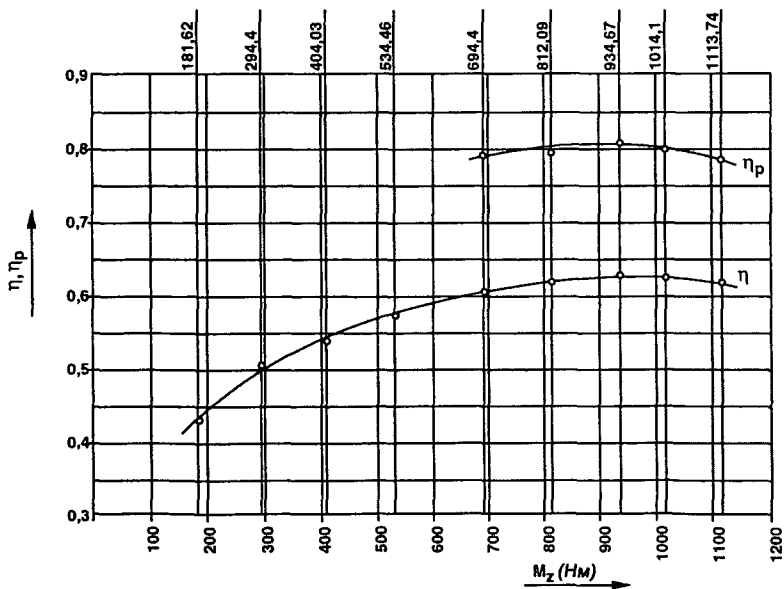


Рис. 4.67. График зависимости КПД лебедки η и зубчатой передачи η_p от крутящего момента

Графики КПД на рис. 4.67 были построены для компактной лебедки производства Чехии, тип VS 160, используемой для пассажирских лифтов небольшой грузоподъемности.

Технические параметры лебедки были следующими: двухскоростной, короткозамкнутый асинхронный двигатель с выходной мощностью 5 кВт и синхронной скоростью 1,500/375 об/мин; передаточное число редуктора 63:2, межцентровое расстояние редуктора 160 мм.

Чтобы построить график КПД зубчатой передачи η_p , необходимо прежде всего получить график эффективности двигателя (η_m). Для этой цели используется динамометр. Зависимость между величинами КПД определяется формулой:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_p$$

Характерные особенности лабораторных испытаний

(а) Фактические эксплуатационные условия не могут быть воспроизведены на испытательном оборудовании в лаборатории.

Привод лебедки работает в четырех квадрантах механической характеристики, тогда как на испытательном стенде, рекуперация энергии не может быть достигнута и мотор никогда не работает в генераторном режиме.

Червяк, всегда ведущий и изменить направление потока энергии невозможно.

Это не уменьшает важность краткосрочных испытаний, потому что в ходе таких испытаний лебедка подвергается более высоким динамическим нагрузкам, чем в реальных условиях эксплуатации.

(б) При ускорении и замедлении нагрузка на лебедку представлена вращающим статическим моментом, инерционным моментом вращающихся масс, и инерционным моментом приведенных масс, таких как нагруженная кабина и противовес, подвесные канаты и система ограничителя скорости. Этот инерционный момент может быть значительно большей величины.

В ходе лабораторных испытаний влияние динамического вращающего момента в некоторой степени компенсируется инерционным моментом движущихся масс испытательного стенда. В общем, эти динамические моменты не должны быть той же самой величины.

При необходимости равенство обоих моментов может быть достигнуто с помощью маховика, увеличивающего движущуюся массу лебедки и испытательного оборудования.

Испытание двигателя лифта

Хорошее знание эксплуатационных качеств приводного электродвигателя во всех квадрантах необходимо для оценки результатов испытаний.

Исследование эксплуатационных характеристик выполняется с помощью динамометра, измеряются все основные электрические и механические величины.

На рис. 4.68 представлен график, показывающий зависимость наиболее важных величин от момента двигателя. Значение отдельных символов следующее:

- M – момент двигателя (Н·м),
- n – обороты двигателя (об/мин),
- I – ток двигателя (А),
- P_p – потребляемая мощность (кВт),
- P – выходная мощность двигателя (кВт),
- ΔP – потеря мощности (кВт),
- η_m – КПД двигателя (%),
- $\cos \varphi$ – коэффициент мощности.

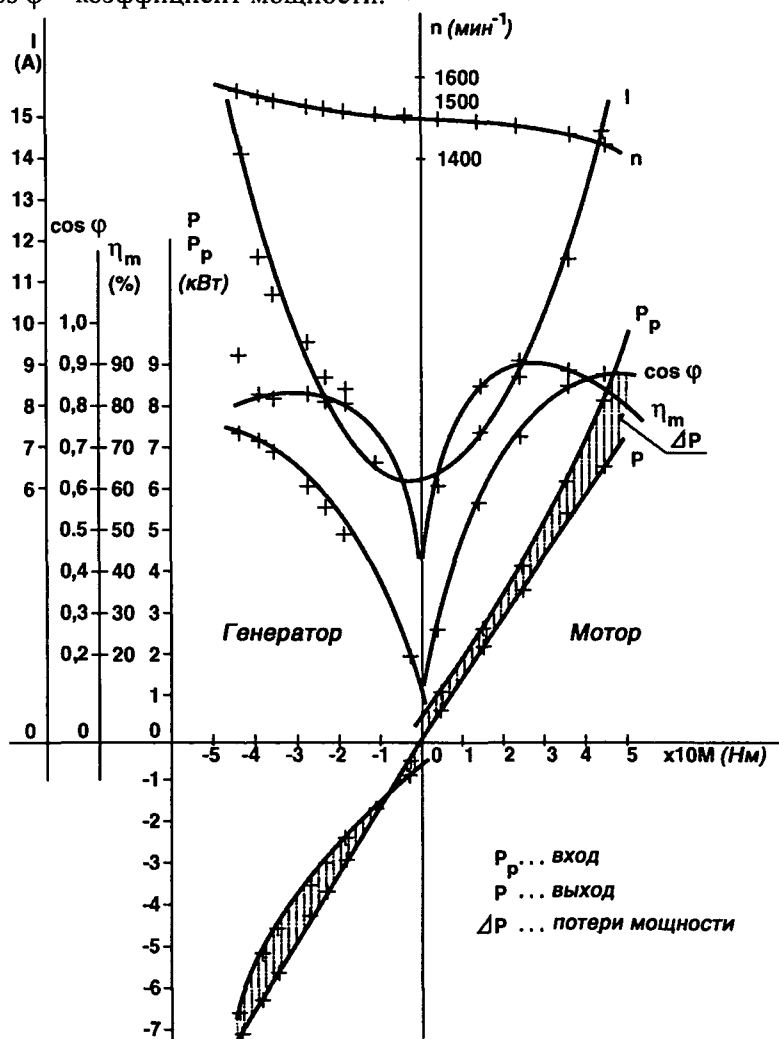


Рис. 4.68. Характеристики двигателя лифта

(в) Долгосрочные испытания

Долгосрочные испытания могут проводиться на том же испытательном стенде, что и краткосрочные испытания. Их цель - проверить надежность всех компонентов при продолжительном периоде работы и, тем самым, проверить способность лебедки к длительному сроку эксплуатации.

При проведении долгосрочных испытаний должны моделироваться самые тяжелые эксплуатационные условия.

Из-за того, что вращающий момент варьируется в ходе кругового рейса лифта, а также он отличается в каждом из круговых рейсов, тормозной момент в ходе испытания должен равняться эквивалентному вращающему моменту, который рассчитывается по формуле:

$$M_c = \sqrt{\frac{M_1^3 \cdot t_1 + M_2^3 \cdot t_2 + \dots + M_n^3 \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}}, \quad (\text{Н} \cdot \text{м}), \quad (4.27)$$

где M_1 – вращающий момент на тихоходном валу в течении времени t_1 (Н·м), M_2 – вращающий момент на тихоходном валу в течении времени t_2 (Н·м) и т.д.

В ходе этого испытания все электрические и механические величины, также как и температура в рекомендуемых местах, измеряются так же, как и при краткосрочных испытаниях.

Постоянно контролируется состояние и функционирование всех компонентов лебедки, особенно герметичность корпуса редуктора, зазор в зубчатой передаче, зазор в подшипниках, регулировка тормоза, состояние тормозной накладки, состояние резиновых или пластиковых элементов соединительных муфт (если таковые имеются).

Длительность долгосрочных испытаний нелегко определить.

Если бы были доступны надежные статистические данные в отношении долгосрочной работы аналогичных лебедок, то следовало бы определить длительность этого испытания, равную среднему времени работы в оптимальном режиме.

В любом случае количество часов времени испытания не должно быть меньше 1000 при настройке на наиболее тяжелый режим работы.

(с) Эксплуатационные испытания

Эти испытания проводятся на реальном лифте в испытательной шахте или в испытательной башне.

Их цель может быть такой же, как и у лабораторных испытаний, но стоимость значительно выше. По этой причине рекомендуется, чтобы те испытания, которые невозможно проводить в лабораторных условиях, прежде всего были выполнены, т.е. проконтролировать надежность работы лебедки в переходных режимах неустановившегося движения (ускорение, торможение) в отношении к ранее установленному эталону качества движения и плавности хода, безопасной работе тормоза и точности остановки в рабочем диапазоне изменении нагрузки и при любом направлении движения.

5. ТОРМОЗА

5.1. Типы тормозов

Тормозная система лифта, которая должна приводится в действие автоматически в случае отключения электропитания и/или отключения питания цепей контроллера, должна быть оборудована электромеханическим фрикционным тормозом.

Этот тормоз должен быть способен остановить лебедку, когда кабина перемещается с номинальной скоростью при нагрузке составляющей 125% номинального значения и после этого удерживать её в неподвижном состоянии. Замедление не должно превышать величины, соответствующей срабатыванию ловителей или посадке кабины на буфер.

В течении процесса остановки кинетическая энергия движущихся частей лифта преобразуется в тепловую; удерживающая функция тормоза предотвращает изменение потенциальной энергии.

Тормоз обычно устанавливается на скоростном валу (вал двигателя), т.к. тормозной момент здесь относительно небольшой при условии, что вал соединен со шкивом (барабаном, звездочками) непосредственно механическими средствами.

В лебедках с непрямым приводом, использующим клиновые, зубчатые ремни или цепи, тормоз должен непосредственно устанавливаться на конструкции тягового шкива (барабан) лебедки для того, чтобы бы гарантировать его эффективность в случае разрыва ремня или цепи.

Торможение должно создаваться посредством пружин сжатия или или силы тяжести. Он может выключаться или электромагнитным, или электрогидравлическим способом. Прекращение подачи тока должно контролироваться минимум двумя независимыми электрическими устройствами.

Торможение должно произойти, когда прерывается электрическая цепь управления тормозом.

Если лебедка оснащена системой ручного привода для работы в аварийных ситуациях, тормоз должен иметь такую конструкцию, чтобы его можно было выключить вручную и чтобы требовалось оказывать на него постоянное воздействие для поддержания в выключенном состоянии.

Тормоза лифта в своем большинстве оборудованы тормозным шкивом; однако применение дисковых тормозов становится более частым.

В лифтах не разрешается использовать ленточный тормоз.

Колодочный тормоз

Наиболее распространенным видом колодочного тормоза является электромагнитный тормоз, состоящий из пружинного устройства, двух тормозных колодок с накладками и блока магнитов.

Выключение тормоза происходит при подаче энергии в катушки магнитов, тогда как при выключенном питании, тормозные колодки сжимают тормозной шкив под действием сжатых пружин и создают тормозной момент.

Обычно применяются тормоза внешнего контактного типа.

Однако безредукторные лебедки больших размеров могут иметь внутренние тормоза разжимающего типа.

Тормозные колодки могут либо жестко фиксироваться на управляющих рычагах, либо шарнирно с эффектом самоустановки.

Тормоза первого варианта конструкции проще, однако, требуется точная регулировка и частые проверки равномерности распределения контактного давления между поверхностью колодки и тормозного шкива, чтобы предотвратить неравномерный износ накладок.

В тормозах второго варианта конструкции этого легче достичь, но они более сложные.

Тормозящие пружинные устройства должны соответствовать тормозным колодкам во избежание вибрации на тормозном шкиве.

Магнит может быть установлен непосредственно на управляющем рычаге и создавать горизонтальную силу для выключения тормоза, или располагаться в вертикальном положении и действовать на рычаги через систему дополнительных звеньев.

Тормозные колодки имеют накладки с высоким коэффициентом трения, которые должны быть хорошо пригнаны; обычно они закрепляются с помощью латунных или медных заклепок с потайной головкой.

Накладка должна быть выполнена из не асбестосодержащего материала. Размеры должны быть достаточными для уменьшения контактного давления и минимизации износа.

Хотя желательно иметь повышенное значение коэффициента трения накладки, но не на столько высокое, чтобы вызывать рывки в конце остановки.

Этого можно избежать, используя накладку содержащую цинк, который действует как постоянное смазочное средство и снижает заедание тормоза до минимума.

Опорные шарниры обычно изготавливаются из бронзы для небольших тормозов и смазываются долговечной смазкой, в то время как для больших моделей они изготавливаются из стали с применением самосмазывающихся бронзовых подшипников.

На рис. 5.1 представлен чертеж стандартного тормоза лифта с управлением на постоянном токе. Рабочие рычаги отлиты из высококачественного чугуна.

Тормозная сила вызывается двумя независимыми пружинами, смонтированными прямо на рабочих рычагах.

Регулирование тормозного момента легко достигается с помощью регулировочных гаек, которыми заранее устанавливается сила сжатия пружин.

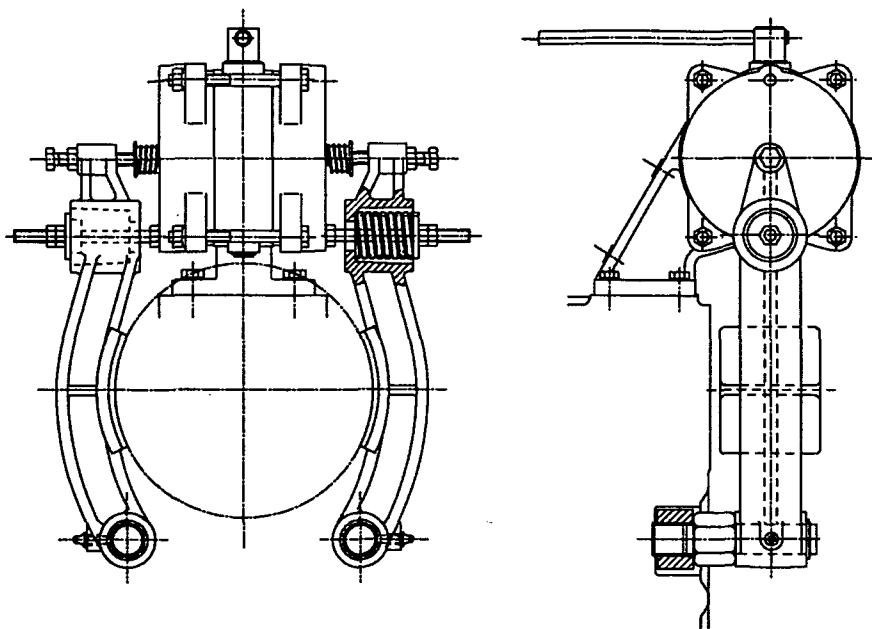


Рис. 5.1. Тормоз постоянного тока (KONE Elevators)

Магниты постоянного тока работают тихо и поэтому используются тогда, когда важно соблюдать тишину, например, в пассажирских лифтах. Тормоз можно выключить вручную. Он прост по конструкции и имеет минимальное число деталей, что облегчает его обслуживание.

Зазоры между шкивом и тормозными накладками так малы, что легко обеспечивается высокое быстродействие тормоза.

Дисковый тормоз (дисково-колодочный)

Система дискового тормоза обычно включает диск, зажим клещевого типа с исполнительным механизмом, источник питания и контроллер.

По требованию система может быть оборудована устройством мониторинга, которое позволяет тормозу стать частью системы управления лифта, сообщая информацию о замене накладки и необходимости регулирования.

Обычно применяются тормоза с зажимами нормально замкнутого типа включения, работающие от пружин сжатия и выключаемые с помощью гидравлики.

Ключевым преимуществом является возможность установки двух или более независимых зажимов на диск для многократного повышения безопасности; обычно на диск устанавливается один или два блока зажимов.

Пространство, занимаемое дисковым тормозом, значительно меньше, чем необходимое для колодочного при той же величине тормозного момента.

Тормозной диск имеет две тормозные поверхности, которые снижают потерю тормозной силы при попадании масла или другого загрязнителя на одну из них.

У тормозов с сопоставимой величиной тормозного момента момент инерции диска значительно меньше, чем момент инерции шкива; это становится важным фактором там, где критично время торможения и происходят частые остановки.

Накладки – без азбеста. Коэффициент трения зависит от ряда факторов; скорости скольжения, материала и обработки диска, контактного напряжения накладки, загрязнения накладок и диска, условий работы, температуры и других условий окружающей среды.

Высокие скорости скольжения и/или высокая температура тормозной поверхности могут вызвать перегрев тормоза и иметь неблагоприятный эффект значительного уменьшения тормозного момента.

Перегрева тормоза можно избежать, тщательно выбрав сочетание зажима и диска.

В общем, больший и более толстый диск будет способен поглощать больше энергии и отсюда быть менее склонным к эффектам перегрева.

Практика показывает, что тормоза с вентилируемыми дисками более подвержены перегреву, чем тормоза с монолитными дисками такого же размера.

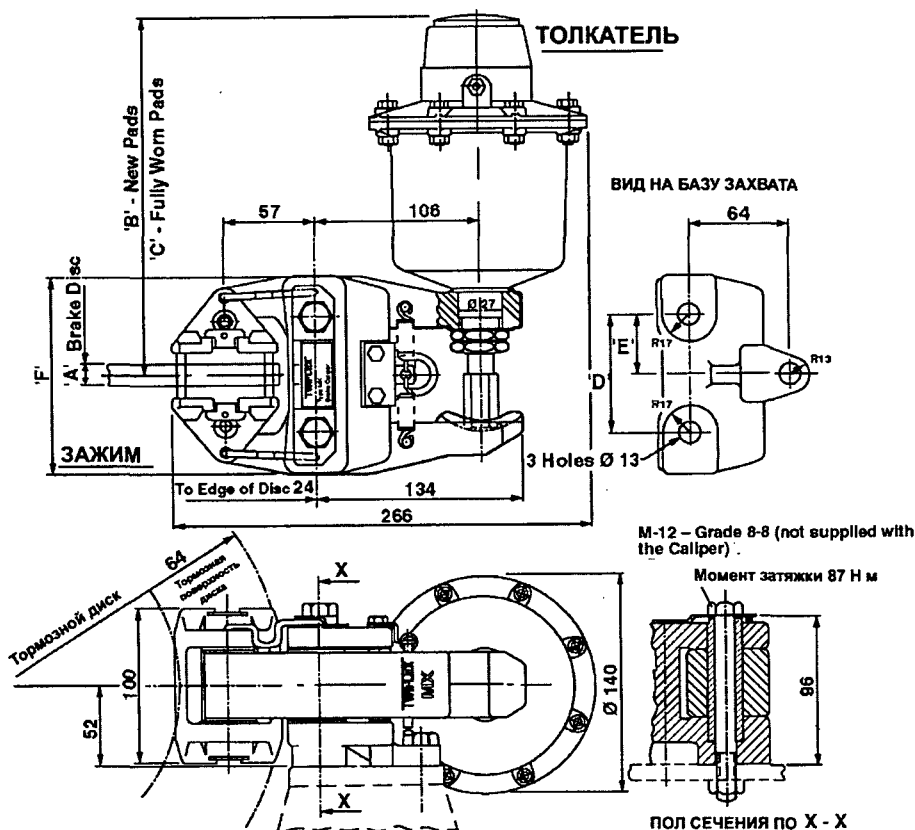


Рис. 5.2. Дисковый тормоз (Twiflex Ltd.)

Вентилируемые диски имеют меньшую теплоемкость и пониженный радиационный теплообмен.

Наиболее важным аспектом достижения совершенной работы тормоза - это то, что поверхности трения должны пройти стадии «приработка» и «стабилизация».

Эти два термина часто рассматриваются как синонимы, хотя затрагивают разные аспекты.

«Приработка» – это процесс, при котором соответствующие поверхности притираются друг к другу для достижения полного контакта поверхности. Это приводит к равномерному распределению давления по всей поверхности контакта. «Стабилизация» происходит при разогреве, облегчающем действие фрикционных модификаторов в материале накладки.

В дисковом тормозе небольшая величина износа накладок и поверхности диска не оказывает существенного влияния на процесс торможения.

Основная приработка прокладок на диске является простым процессом из-за плоской формы соответствующих поверхностей, намного проще, чем у цилиндрических поверхностей колодочного тормоза.

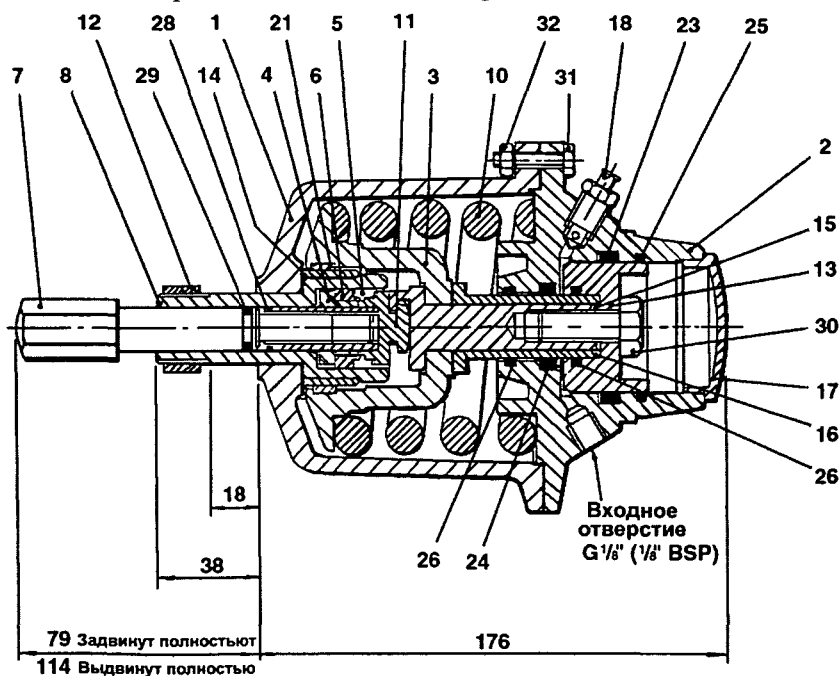


Рис. 5.3. Разрез толкателя (Twiflex Ltd.): 1 – передний колпачок, 2 – цилиндр, 3 – опора толкателя, 4 – винт стойки, 5 – пружина, 6 – кольцо стойки, 7 – толкающая штанга, 8 – монтажная втулка, 10 – сжатая пружина, 11 – толкающий колпачок, 12 – стопорная гайка, 13 – поршень, 14 – подшипник скольжения, 15 – толкающий стержень, 16 – распорная втулка, 17 – концевой колпачок, 18 – винт стравливания воздуха, 21 – кольцо подшипника, 23 – уплотнитель (поршня), 24 – уплотнитель (толкающего стержня), 25 – уплотнительное кольцо (поршня), 26 – уплотнительное кольцо (толкающего стержня), 28 – уплотнительное кольцо (винта стойки), 29 – уплотнительное кольцо (толкающей штанги), 30 – установочный винт, 31 – болт, 32 – гайка

Техническое обслуживание и замена прокладок дискового тормоза выполняется очень просто.

На рис. 5.2 показан дисковый тормоз с клещевым зажимом компании Twiflex Ltd. Он спроектирован для установок, работающих в тяжелом режиме.

Тормозные накладки прижимаются пружиной, расположенной в толкателе и отводятся посредством гидравлики.

Толкатель оборудован автоматически управляемым механизмом перемещения.

Тормозной блок может быть расположен под любым углом внешней стороны диска, но в идеале, он должен устанавливаться горизонтально.

Для прокладок используется литой высоко-фрикционный материал, не содержащий асбеста, с динамическим коэффициентом трения 0,4 при оптимальных условиях эксплуатации.

Вид толкателя в разрезе показан на рис. 5.3.

Аварийный канатный тормоз

Аварийный канатный тормоз был изобретен Д.А. Недербрагтом (J.A. Nederbragt) и много лет назад был представлен в Нидерландах.

Тогда как ловитель вызывает остановку кабины только при превышении скорости движения вниз (см. раздел 8), возможности применения дискового канатного тормоза значительно шире.

Тормозное устройство состоит из собственно тормоза, воздушного компрессора, воздушного баллона и электронного устройства управления.

Тормоз изготавливается компанией BODE Aufzüge (Bonders&Deimann), Германия. Чертеж тормоза со всеми необходимыми разрезами представлен на рис. 5.4. Подвесные канаты проходят между тормозными зажимными губками с тормозными накладками.

Одна губка прикреплена к стальной конструкции, другая может перемещаться горизонтально и создавать поперечную силу на канаты.

В результате канаты зажимаются между губками, и лифтовая система приводится в неподвижное состояние.

Действующая сила создается давлением воздуха; сжатый воздух подается небольшим компрессором с воздушным баллоном, имеющим емкость в 20 или 40 литров. Давление воздуха в баллоне изменяется в диапазоне 6 – 8 кг/см².

Переключатель давления определяет, есть ли достаточное давление в системе или включен ли в работу тормоз.

Если давление воздуха падает ниже 5 кг/см² или если тормоз включен, цепь управления лифта отключается. Тормоз выключается четырьмя сжатыми пружинами.

Фотография тормоза показана на рис. 5.5.

Электронный блок управления тормоза отслеживает следующие рабочие состояния лифта:

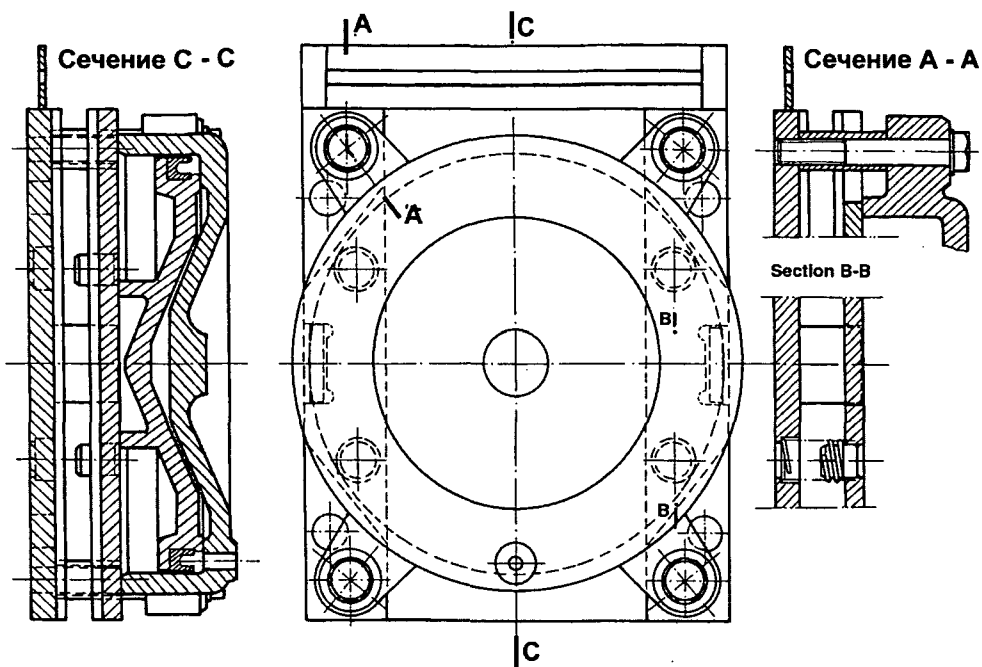


Рис. 5.4. Канатный тормоз (BODE Aufzuge)



Рис. 5.5. Канатный тормоз (BODE Aufzuge)

(a) Превышение скорости

В случае превышения скорости тормоз включается при любом направлении движения.

(b) Простой

Тормоз включается, когда кабина начинает двигаться, а команды на перемещение не было.

(c) Пуск

Тормоз включается, если кабина отказывается двигаться после того, как была дана команда передвигения.

(d) Прекращение подачи энергии

Тормоз включается при сбое подачи энергии и выключается автоматически, когда электропитание восстанавливается. Если нарушение нормальной работы лифта привело к тому, что канатный тормоз был включен до того, как произошел сбой электроснабжения, сообщение о сбое будет храниться и тормоз останется во включенном состоянии, пока не будет нажата кнопка выключения (OPEN).

Когда нажимается кнопка выключения (OPEN) на блоке управления, включается катушка электромагнитного клапана, и клапан прекращает поступление сжатого воздуха в цилиндр, который сбрасывает воздух. В результате тормоз выключается.

Когда нажимается кнопка включения (CLOSE) на блоке управления, катушка электромагнитного клапана отключается. Клапан открывает выпускное отверстие подачи сжатого воздуха и цилиндр наполняется. Включается канатный тормоз.

В период сбоя в подаче энергии тормоз остается включенным. Если в кабине все еще есть пассажиры и кабина должна продвинуться на ближайший этаж, на электромагнитном клапане следует нажать и удерживать специальную кнопку. Канатный тормоз выключится и ассистент может двигать кабину с помощью штурвала ручного привода. При отпускании кнопки канатный тормоз автоматически включится снова.

Тормоз прост и надежен в работе, легко доступен для инспектирования, т.к. располагается в машинном помещении, и не требует постоянного технического обслуживания. Благодаря этим качествам ожидается, что он будет играть важную роль в конструкции лифта в будущем.

5.2. Расчет тормозного момента и выбор тормоза

В соответствии с EN 81-1, тормозной момент должен быть достаточным для того, чтобы безопасно остановить кабину с нагрузкой, эквивалентной 125% номинальной грузоподъемности, и потом удерживать её в неподвижном положении.

Вращающий момент состоит из двух частей: статической составляющей, необходимой для удержания системы в покое, и динамической составляющей

необходимой для поглощения кинетической энергии всех движущихся частей системы.

Тормозной момент будет рассчитываться при условии, что кабина останавливается на самой нижней посадочной площадке, т.к. это условие имеет решающее значение для торможения. Схема системы представлена на рис. 5.6; хотя она соответствует кратности подвески $i = 2$, расчет будет проведен в общем виде.

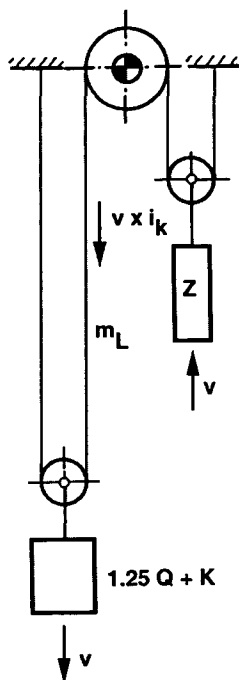


Рис. 5.6. Схема к расчету тормозного момента

5.2.1 Расчет статического крутящего момента

$$M_{st}$$

M_{st} определяется по формуле:

$$M_{st} = \left(\frac{1,25 \cdot Q + K - Z}{i} + m_L \right) \cdot g_n \cdot \frac{D}{2 \cdot i_G} \cdot \eta_2, \quad (\text{Н} \cdot \text{м}), \quad (5.1)$$

где Q – номинальная грузоподъемность (кг), K – масса кабины, (кг), Z – масса противовеса, (кг), i – коэффициент кратности подвески, m_L – масса каната подвески между ободом шкива и кабиной, (кг), g_n – ускорение свободного падения, (м/с²), D – диаметр шкива, (м), i_G – передаточное число редуктора и η_2 – механический КПД в условиях торможения.

Возможно рассчитать η_2 как результат умножения:

$$\eta_2 = \eta_{RS} \cdot \eta_s \cdot \eta'_G, \quad (5.2)$$

где η_{RS} – КПД канатной системы, η_s – КПД шкива и η'_G – обратный КПД механической зубчатой передачи между двигателем и шкивом. Необходимо учитывать направление передачи энергии, особенно при применении червячной передачи, т.к. от этого в значительной степени зависит КПД (см. раздел 4.1.2).

5.2.2. Расчет динамического крутящего момента M_i

$$M_i = I \cdot \varepsilon, \quad (\text{Н} \cdot \text{м}), \quad (5.3)$$

где I – момент инерции всех движущихся частей системы, приведенный к скоростному валу (вал тормозного шкива), (кг м²) и ε – угловое ускорение торможения скоростного вала (1/с²).

Общий момент инерции I может быть рассчитан как:

$$I = I_1 + I_2 + I_3, \quad (5.4)$$

где I_1 – момент инерции ротора, тормозного шкива и червяка, (кг·м²), I_2 – момент инерции червячного колеса и шкива (кг·м²) и I_3 – момент инерции всех частей системы, которые находятся в линейном движении (кг·м²).

Если момент инерции червячного колеса и шкива (1I_2), относительно их оси вращения известен, то приведение его к скоростному валу может быть выполнено на основе сохранения кинетической энергии:

$$I_2 = ^1I_2 \cdot \frac{\eta_G}{i_G^2} \quad (5.5)$$

Такой же принцип может быть применен для расчета I_3 .

Момент инерции (1I_3), приведенный к тихоходному валу (вал тягового шкива) будет рассчитан с использованием следующего уравнения, выражающего равенство энергии перемещения и вращательной энергии:

$$\frac{1}{2} \cdot ^1I_3 \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot \left[(1,25 \cdot Q + K + Z) \cdot v^2 + m_L \cdot (i \cdot v)^2 \right] \cdot \eta_{RS} \cdot \eta_S, \quad (5.6)$$

где ω – угловая скорость тихоходного вала (1/с)

$$\omega = \frac{2 \cdot i \cdot v}{D}$$

и v – скорость выравнивания кабины и противовеса (м/с).

Отсюда

$$^1I_3 = (1,25 + K + Z + m_L \cdot i^2) \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i^2} \cdot \eta_{RS} \cdot \eta_S \quad (5.7)$$

и

$$I_3 = ^1I_3 \cdot \frac{\eta_G}{i_G^2}. \quad (5.8)$$

Заменив I_3 из предыдущего уравнения (5.7), получаем окончательную формулу для I_3 :

$$I_3 = (1,25 \cdot Q + K + Z + m_L \cdot i^2) \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i^2 \cdot i_G^2} \cdot \eta_2. \quad (5.9)$$

Так как тормозная сила фрикционного тормоза постоянна, движение в ходе торможения равнозамедленное и угловое ускорение торможения может рассчитываться следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_2}{30 \cdot t_b}, \quad (1/с), \quad (5.10)$$

где n_2 – обороты в минуту двигателя в начальный момент торможения (1/мин) и t_b – время торможения (с).

Если время торможения определено, вращающий момент, необходимый для безопасной работы, может быть определен из уравнения

$$M_b = M_{sr} + M_i, \quad (Н \cdot м). \quad (5.11)$$

Определение времени торможения требует определенного опыта.

В этом отношении, могут оказаться полезными кинематические уравнения для равнозамедленного движения.

Если l – расстояние от кабины до этажа назначения в процессе работы тормоза и v – начальная скорость кабины, то

$$t_b = \frac{2 \cdot l}{v}, \text{ (с)}. \quad (5.12)$$

Кроме того, если a ускорение торможения (м/с^2), то

$$t_b = \frac{v}{a}, \text{ (с)}. \quad (5.13)$$

Может быть легче оценить ускорение торможения и затем посчитать время торможения.

Ускорение торможения не должно быть определено как наибольшее, принимая во внимание условия торможения; оно будет значительно выше, когда кабина с такой же нагрузкой останавливается на самой высокой посадочной площадке. В этом случае вращающий статический момент будет способствовать торможению в соответствии с уравнением

$$M_b = -M_{st} + M_i. \quad (5.14)$$

После того, как был сделан выбор тормоза, советуем рассчитать ускорение торможения при остановке кабины на самой верхней посадочной площадке. Это будет служить гарантией того, что тормозной момент не слишком велик и пассажиры не почувствуют физического дискомфорта.

5.2.3. Выбор тормоза

Выбор тормоза для заданных условий применения определяется величиной тормозного момента, приложенному к тормозному шкиву (диску) и тепловой мощностью, как тормоза, так и тормозного шкива (диска).

Кинетическая энергия всех движущихся частей лифта, преобразованная в тепло на тормозном шкиве (диск) в единицу времени, должна рассеяться для того, чтобы предотвратить чрезмерный перегрев накладок.

Тепло A , выделяемое при трении между колодками (прокладками) и тормозным шкивом (диском) в час определяется по формуле:

$$A = M_b \cdot \omega_a \cdot t_b \cdot z \cdot 10^{-3}, \text{ (кДж/час)}, \quad (5.15)$$

где ω_a – средняя угловая скорость во время торможения (1/с).

$$\omega_a = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

где n – частота вращения вала двигателя в начале торможения (1/мин), t_b – среднее время торможения (с) и z – число включений в час (1/ч).

Фактическое число включений в час зависит от числа остановок кабины и, следовательно, от условий эксплуатации лифта.

Необходимо провести анализ периодов наибольшей нагрузки для определения схемы транспортных потоков и, соответственно, максимального количества остановок в час, средней нагрузки и среднего времени торможения. Правильный выбор тормоза обусловлен знанием этих параметров.

В каталогах изготовителей, приводится число операций в час в дополнение к тормозному моменту.

В большинстве лифтовых установок тепловой расчет тормоза не требуется.

В настоящее время практически на всех интенсивно работающих пассажирских лифтах применяется электрическое торможение почти до нулевой скорости.

У пассажирских лифтов легкого режима и грузовых лифтов количество остановок в час довольно небольшое и, соответственно, поглощенная в час кинетическая энергия также будет низкой. Однако при относительно высокой скорости выравнивания или многочисленных движущихся частях необходимо проанализировать тепловыделение и выполнить полный расчет.

5.3. Испытание лифтовых тормозов

Целью испытаний является:

(а) доказать то, что тормоз способен развивать предварительно установленный тормозной момент (испытание следует проводить повторно несколько раз);

(б) определить, способен ли тормоз развивать требуемый тормозной момент в заранее определенных эксплуатационных условиях, характеризующих коэффициентом нагрузки (номинальное значение) и количеством пусков в час, с допустимым увеличением температуры рабочих компонентов (это испытание должно длиться один час);

(с) убедиться, что избыточный износ накладок тормоза не происходит при длительном периоде работы (предложенная длительность этого испытания 1000 часов).

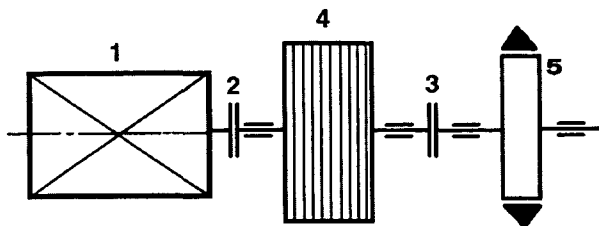
Испытания проводятся на специальном испытательном стенде, как показано на рис. 5.7.

Приводной электродвигатель используется для ускорения махового колеса до заранее определенной угловой скорости. После достижения такой скорости двигатель отсоединяется от электрической сети и включается тормоз.

Удобно спроектировать маховое колесо, состоящее из тонких круглых дисков неизменных размеров, что делает возможным легко поменять общую массу махового колеса и, соответственно, его момент инерции в определенном диапазоне величин.

Устройство программирования необходимо для моделирования требуемых эксплуатационных условий.

Рис. 5.7. Схема испытательного оборудования: 1 – приводной электродвигатель, 2, 3 – упругая муфта, 4 – маховое колесо изменяемой массы, 5 – испытываемый тормоз и тормозной шкив



Тормозной момент при остановке кабины с номинальным грузом плюс 25%, останавливающейся на самой нижней посадочной площадке (см. критерии проектировки в разделе 5.2) определяется уравнением 5.11

$$M_b = M_{st} + M_i = M_{st} + I \cdot \varepsilon, \text{ (Н·м)}.$$

Значение всех символов уже было определено в разделе 5.2 и повторяться здесь не будет.

Вращающий статический момент M_{st} дан в формуле (5.1), а динамический момент M_i – в формуле (5.3). Подробный расчет приведен в разделе 5.2.

Тормозной момент в ходе испытаний может быть также выражен как:

$$M_b = I_1 \cdot \varepsilon, \text{ (Н м)} \quad (5.16)$$

где I_1 – момент инерции всех движущихся масс испытательного стенда (кг·м^2), т.е. ротора, махового колеса, тормозного барабана, муфт и валов.

На основе применения уравнений 5.11 и 5.16, величина I_1 может быть определена по формуле:

$$I_1 = I + \frac{M_{st}}{\varepsilon}, \text{ (кг м}^2\text{)}. \quad (5.17)$$

Вычитая моменты инерции других вращающихся компонентов (ротор, тормозной барабан, соединения, валы) из I_1 , мы получаем необходимый момент инерции махового колеса I_s и можем определить его массу по формуле:

$$I_s = \int \rho^2 \cdot dm, \text{ (кг м}^2\text{)}, \quad (5.18)$$

где ρ – переменное расстояние элементарной величины массы махового колеса dm от оси вращения, (м).

Так как угловое ускорение торможения определяется формулой 5.10, фактический тормозной момент можно определить экспериментально, измеряя время торможения t_b в соответствии с уравнением:

$$M_b = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot I_1}{30 \cdot t_b}, \text{ (Н м)}. \quad (5.19)$$

Пример 5.1

Определим тормозной момент электромагнитного тормоза для пассажирского лифта, упомянутого в примерах 2.2, 3.2 и 3.4.

Другие параметры:

Момент инерции двигателя – $I_m = 0,45 \text{ кг м}^2$

Момент инерции тормозного барабана – $I_b = 0,4 \text{ кг м}^2$

КПД канатной системы – $\eta_{RS} = 0,97$

КПД тягового шкива – $\eta_s = 0,96$

КПД (обратный) червячной передачи

для ведущего червячного колеса – $\eta_G' = 0,75$

Частота вращения двигателя – $n_m = 1500 \text{ 1/мин}$

Момент инерции червячного колеса и шкива, приведенный к скоростному валу предполагается равным 20% момента инерции двигателя и тормозного шкива.

При условии, что электрическое торможение применяется при скорости, практически равной нулю, механический тормозной момент при нормальных условиях эксплуатации будет приблизительно равен вращающему статическому моменту (см. уравнение 5.1).

Однако, в случае обрыва цепи электропитания, в момент приближения кабины к уровню самой низкой посадочной площадки с нагрузкой, равной 125% номинального значения, тормоз должен быть способен безопасно остановить кабину и предотвратить перебег площадки остановки.

В рассмотрение должны быть приняты и статический и динамический моменты.

Статический крутящий момент рассчитывается по формуле:

$$M_{st} = \left(\frac{1,25 \cdot Q + K - Z}{i} + m_L \right) \cdot g_n \cdot \frac{D}{2 \cdot i_G} \cdot \eta_2 ,$$

где передаточное число редуктора i_G равно

$$i_G = \frac{n_m}{n_s} = \frac{1500}{109,13} = 13,7445 ,$$

$$n_s = \frac{60 \cdot v_c}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 3,2}{\pi \cdot 0,56} = 109,13 \text{ 1/мин},$$

и КПД η_2 определяется результатом

$$\eta_2 = \eta_{RS} \cdot \eta_s \cdot \eta_G' = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,75 = 0,6984 ,$$

$$M_{st} = \left(\frac{1,25 \cdot 1000 + 1500 - 1950}{2} + 95,665 \right) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,56}{2 \cdot 13,7445} \cdot 0,6984 = 69,18 \text{ Нм}.$$

Динамический момент

$$M_d = I \cdot \varepsilon , \text{ Нм}$$

где общий момент инерции системы дается уравнением 5.4

$$I = I_1 + I_2 + I_3 .$$

Момент инерции вращающихся масс на скоростном валу

$$I_1 = I_m + I_b = 0,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_1 + I_2 = 1,2 \cdot 0,85 = 1,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции поступательно движущихся масс, приведенный к скоростному валу

$$I_3 = (1,25 \cdot Q + K + Z + m_L \cdot i^2) \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_G^2 \cdot i^2} \cdot \eta_2 =$$

$$= (1250 + 1500 + 1950 + 95,665 \cdot 4) \cdot \frac{0,56^2}{4 \cdot 13,7445^2 \cdot 4} \cdot 0,6984 = 0,3683 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Общий момент инерции, приведенный к скоростному валу

$$I = 1,02 + 0,3683 = 1,3883 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Угловое ускорение торможения (уравнение 5.10)

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t_b} \text{ (1/с}^2\text{)}.$$

Время торможения t_b можно рассчитать на основе ускорения торможения a .

Ускорение торможения следует определять с учетом тормозного пути при нормальных условиях эксплуатации, иначе кабина может пройти конечную остановку при отключении электропитания, которое происходит в момент, когда кабина находится в точке, где должно продолжиться электрическое торможение.

На рис. 5.8 показан график зависимости скорости от времени.

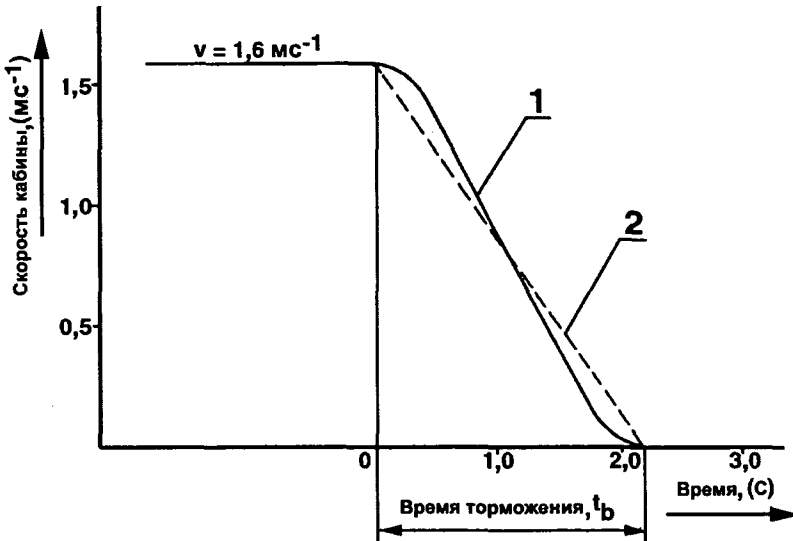


Рис. 5.8. График для определения ускорения торможения

Кривая 1 отображает изменение скорости при электрическом торможении, а пунктирная линия 2 относится к операции механического торможения

той же продолжительности. Как видно на рис. 5.8, а представляет среднюю величину ускорения электрического торможения.

Допустим, что $a = 0,75 \text{ м/с}^2$.

Тогда время торможения

$$t_b = \frac{v}{a} = \frac{1,6}{0,75} = 2,133 \text{ с}$$

и угловое ускорение торможения

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot 1500}{30 \cdot 2,133} = 73,63 \text{ 1/с}^2,$$

$$M_i = 1,3883 \cdot 73,63 = 102,22 \text{ Н·м.}$$

Общий требуемый тормозной момент

$$M_b = M_{st} + M_i = 69,18 + 102,22 = 171,4 \text{ Н·м.}$$

Имела место определенная неточность в расчете, т.к. 1500 об/мин рассматривались как начальное значение для периода торможения.

Так как двигатель работал в режиме генераторного торможения до включения тормоза, его скорость слегка превышала синхронное значение, но эта разница очень не велика и не может повлиять на выбор тормоза.

Фактический тормозной момент должен быть как можно более близким значению, полученному расчетом, иначе ускорение торможения кабины при ее движении вверх может оказаться избыточным.

Давайте, допустим, что фактический тормозной момент 180 Н м. Затем попытаемся рассчитать ускорение торможения при перебое в электропитании в момент остановки кабины на уровне самой верхней этажной площадки.

$$M_b = M_i - M_{st},$$

$$M_{st} = \left(\frac{1,25 \cdot 1000 + 1500 - 1950}{2} - 95,665 \right) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,56}{2 \cdot 13,7445} \cdot 0,6984 = 42,38 \text{ Н·м,}$$

$$180 = 1,3883 \cdot \frac{\pi \cdot 1500}{30 \cdot t_b} - 42,38,$$

$$t_b = 0,98 \text{ с,}$$

$$a = \frac{v}{t_b} = \frac{1,6}{0,98} = 1,63 \text{ м/с}^2.$$

Хоть величина ускорения торможения и высокая, но её можно не учитывать, т.к. тормоз остановит кабину, перемещающуюся с номинальной скоростью только в случае аварийного отключения электропитания.

Снова, обороты скоростного вала будут отличаться от 1500 об/мин, но в это случае в сторону некоторого уменьшения.

6. ПРОТИВОВЕС

Противовес используется в лифтах с тяговым и цепным приводом для уравнивания массы кабины и части массы номинального груза, которая обычно составляет 45–50%.

Для идеального уравнивания в высотных установках масса противовеса должна определяться с учетом массы подвесного кабеля.

На основе идеального баланса сил с двух сторон тягового шкива уравнение равновесия (6.1) может быть представлено так:

$$\begin{aligned} (K + \psi \cdot Q) \cdot g_n + (H - z) \cdot q_L \cdot g_n + z \cdot q_K \cdot g_n + y \cdot q_e \cdot g_n = \\ = Z \cdot g_n + z \cdot q_L \cdot g_n + (H - z) \cdot q_K \cdot g_n, \end{aligned} \quad (6.1)$$

где Z – масса противовеса, (кг), ψ – коэффициент, учитывающий долю массы номинального груза, уравниваемой противовесом, (ед), H – высота подъема кабины, (м), q_L – масса 1 м подвесного каната, (кг/м), q_K – масса 1 м компенсирующего каната, q_e – масса 1 м подвесного кабеля, (кг/м), y – изменяемая длина подвесного кабеля под кабиной, (м), z – изменяемое расстояние от кабины до ее самого нижнего положения, (м) и g_n – стандартное ускорение свободного падения, (м/с²).

Соотношение между y и z может быть легко выражено, если не учитывать разницы в несколько метров между длиной подвесного кабеля и $H/2$, что дает небольшую погрешность для высотных установок

$$y = \frac{z}{2}.$$

После подстановки в уравнение 6.1 получаем:

$$\begin{aligned} K + \Psi \cdot Q + H \cdot q_L + z \cdot \left(q_K - q_L + \frac{q_e}{2} \right) = \\ Z + H \cdot q_K + z \cdot (q_L - q_K). \end{aligned} \quad (6.2)$$

Уравнение 6.2 должно подходить для любого положения кабины, то есть для любого z .

Соответственно, необходимо приравнять независимые члены уравнения (6.2), так же как и те, которые содержат независимую переменную z :

$$K + \Psi \cdot Q + H \cdot q_L = Z + H \cdot q_K, \quad (6.3)$$

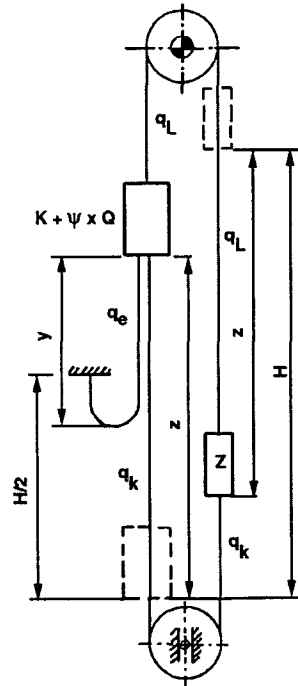


Рис. 6.1. Схема для расчета противовеса

$$q_K - q_L + \frac{q_e}{2} = q_L - q_K, \quad (6.4)$$

Уравнение 6.4 определяет удельный вес компенсирующего кабеля

$$q_K = q_L - \frac{q_e}{4}. \quad (6.5)$$

После замены q_K в уравнении 6.3 точная масса противовеса составит:

$$Z = K + \Psi \cdot Q + H \cdot \frac{q_e}{4}. \quad (6.6)$$

Противовес обычно состоит из стальной рамы, заполнителей (единичных грузов), и направляющих деталей, прикрепленных к раме.

Заполнители обычно изготавливаются в виде чугунных секций или стальных плит определенных размеров и массы, хотя иногда применяются специально изготовленные бетонные блоки.

Если единичные грузы изготовлены из металла и номинальная скорость не превышает 1 м/с, то минимум 2 стяжные штанги могут быть использованы для гарантии безопасности крепления грузов.

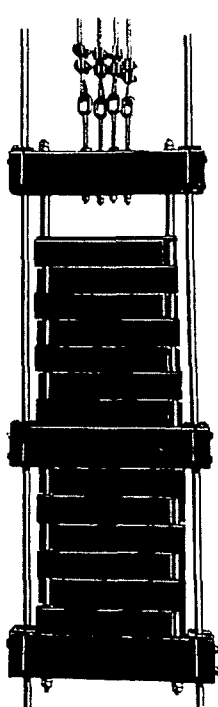
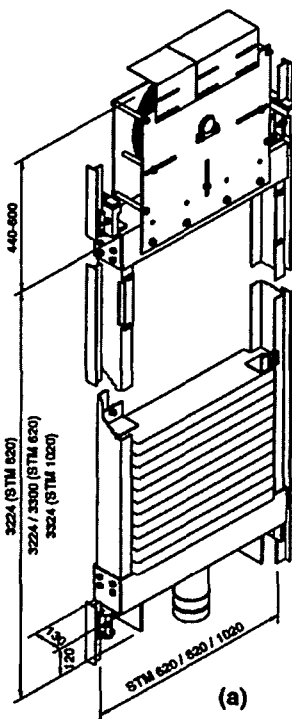
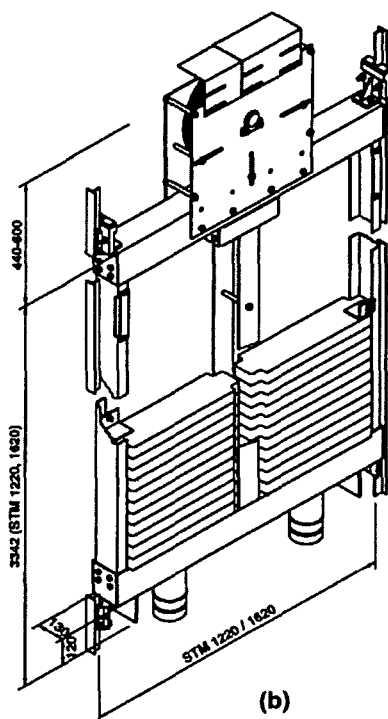


Рис.6.2. Бескаркасный противовес с двумя стяжными стержнями



(a)



(b)

Рис. 6.3. Противовесы при кратности канатной подвески 2:1 (Wittur Aufzugteile GmbH)

В данной конструкции стяжные штанги проходят через все грузы, и через верхнюю и нижнюю балки, которые охватывают направляющие рельсы противовеса и направляют его движение в шахте.

Противовес может также иметь промежуточную поперечину (рис. 6.2). Болты с проушиной для подвешивания к канатам лифта проходят через верхнюю балку и крепятся к ней.

На рис. 6.3 показаны противовесы при кратности канатной подвески 2:1.

Простая конструкция представлена на примере (а), а с двухрядным размещением грузов на схеме (b).

Рама изготавливается из стальных профилей желобчатой или иной формы, отдельные части соединяются болтами; это облегчает транспортировку и хранение. Сборка очень простая и не требует больших затрат времени. Оба противовеса оборудованы упругими амортизаторами.

7. НАПРАВЛЯЮЩИЕ КАБИНЫ И ПРОТИВОВЕСА

7.1 Форма, материал и соединение отрезков направляющих. Кронштейны направляющих.

Функции направляющих следующие:

- 1) направлять движение кабины и противовеса по вертикали и минимизировать их горизонтальное перемещение;
- 2) предотвращать перекося кабины из-за эксцентричного положения груза;
- 3) останавливать и удерживать кабину при срабатывании ловителей.

Кабина и противовес должны направляться по меньшей мере двумя жесткими стальными рельсами, которые изготовлены из конструкционной стали, имеющей предел прочности при растяжении не менее 370 Н/мм^2 и не больше 520 Н/мм^2 .

В США подходящий неметаллический материал может быть использован для изготовления направляющих, где сталь может представлять потенциальный риск, как, например на химических и взрывоопасных предприятиях, если номинальная скорость кабины не превышает $0,76 \text{ м/с}$.

В недалеком прошлом, для гидравлических лифтов и противовесов без ловителей успешно использовались круглые направляющие.

Применяются направляющие холодной прокатки или механически обработанные.

Виды профиля поперечного сечения обоих типов направляющих представлены на рис.7.1(холодный прокат) и на рис. 7.2 (механически обработанные).

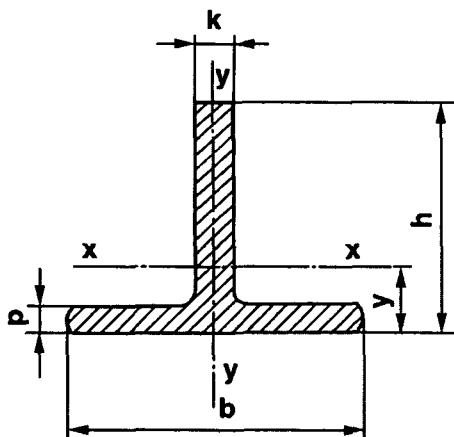


Рис. 7.1. Поперечное сечение направляющих холодной прокатки

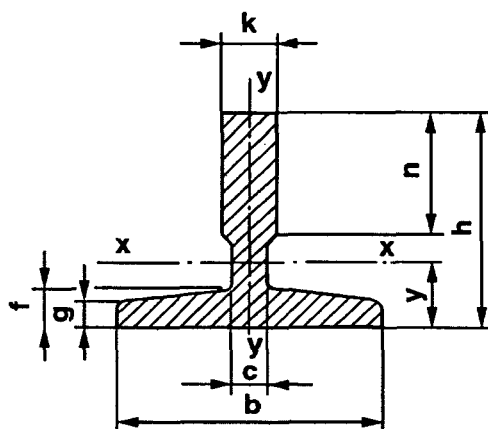


Рис.7.2. Поперечное сечение механически обработанных направляющих

Размеры профиля поперечного сечения направляющих со стандартом ISO 7465:1992 даны в табл. 7.1, а физические характеристики представлены в табл. 7.2.

В соответствии с EN 81-1:1998 направляющие должны быть изготовлены из стали холодной прокатки или с механической обработкой поверхностей скольжения, если:

(а) номинальная скорость превышает 0,4 м/с;

(б) применяются ловители плавного торможения независимо от скорости.

В США тавровые профили должны соответствовать номинальному весу и размерам, указанным на рис. 7.3 и в табл. 7.3. Номинальный вес и размеры даны в фунтах на фут и в дюймах, соответственно. Согласно Американской практике применения направляющих, номинальный вес и размеры даны, соответственно, в фунтах на фут и в дюймах, но легко могут быть преобразованы в единицы СИ (см. примечание внизу табл. 7.3).

Таблица 7.1

Размеры сечений направляющих

Обозначения А=холодный прокат В=механическая. обр.	b	H	k	n	c	g	f	p	Y
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
T 50/A	50,0	50,0	5,00	39,0	-	-	-	5,0	14,3
T 75-3/A,B	75,0	62,0	10,00	30,0	8,0	7,0	9,0	-	18,6
T 90/A,B	90,0	75,0	16,00	42,0	10,0	8,0	10,0	-	26,5
T 127-1/B	127,0	88,9	15,88	44,5	10,0	7,9	11,1	-	27,5
T 127-2/A,B	127,0	88,9	15,88	50,8	10,0	12,7	15,9	-	24,6
T 140-1/B	140,0	108,0	19,00	50,8	12,7	12,7	15,9	-	32,4
T 140-2/B	140,0	102,0	28,60	50,8	17,5	14,5	17,5	-	35,2
T 140-3/B	140,0	127,0	31,75	57,2	19,0	17,5	25,4	-	44,2

Таблица 7.2

Физические свойства направляющих

Обозначения А=холодный прокат В=механическая. обр.	S	q	J _x	W _x	i _x	J _y	W _y	i _y
	× 10 ²		× 10 ⁴	× 10 ³		× 10 ⁴	× 10 ³	
	мм ²	кг/м	мм ⁴	мм ³	м	мм ⁴	м ³	мм
T 50/A	4,75	3,73	11,24	3,15	15,4	5,25	2,10	10,5
T 75-3/A,B	10,99	8,63	40,35	9,29	19,2	26,49	7,06	15,5
T 90/A,B	17,20	13,50	102,20	20,90	25,0	52,00	11,90	17,6
T 127-1/B	22,60	17,80	187,00	30,40	29,1	151,50	24,00	26,5
T 127-2/A,B	28,90	22,70	200,00	31,00	26,3	235,00	36,80	28,5
T 140-1/B	35,10	27,60	404,00	53,40	34,0	312,00	44,70	29,7
T 140-2/B	42,90	33,60	463,20	68,70	33,0	357,00	51,20	29,2
T 140-3/B	53,30	45,00	947,00	114,30	41,0	467,00	66,90	29,2

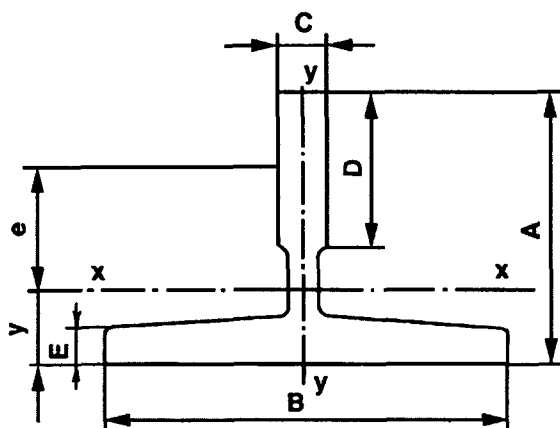


Рис.7.3. Направляющие таврового (Т) профиля (А17.1)

Таблица 7.3

Размеры направляющих с тавровым профилем

Номинальный вес (lb / ft)	Номинальные размеры (inches)				
	A	B	C	D	E
8	$2\frac{7}{16}$	$3\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$
11	$3\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
12	$3\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{1}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{5}{16}$
15	$3\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{1}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{31}{32}$	$\frac{1}{2}$
18,5	$4\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{31}{32}$	$\frac{1}{2}$
22,5	$4\frac{1}{1}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{1}$	$\frac{9}{16}$
30	$5\frac{1}{1}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{11}{16}$

Примечание: 1 lb/ft=1,49 кг/м; 1 in. = 25,4 мм.

Поверхности направляющих кабины и противовеса должны быть достаточно гладкими для облегчения правильной работы направляющих элементов.

Шероховатость поверхности R_a рабочей поверхности направляющей должна соответствовать следующим требованиям:

направляющие холодной раскатки

$$3,2 \text{ мкм} \leq R_a \leq 6,3 \text{ мкм}$$

механически обработанные направляющие

$$3,2 \text{ мкм} \leq R_a \leq 6,3 \text{ мкм} \text{ в поперечном направлении;}$$

$$R_a=1,6 \text{ мкм в продольном направлении.}$$

Прежде всего важно, чтобы направляющие были вертикальными и чтобы расстояние между ними сохранялось одинаковым на всей их полной длине.

Неровные направляющие, неточно проведенный монтаж и/или грубые поверхности могут вызвать вибрации кабины и/или противовеса и создать динамические нагрузки, изменяющиеся в процессе движения.

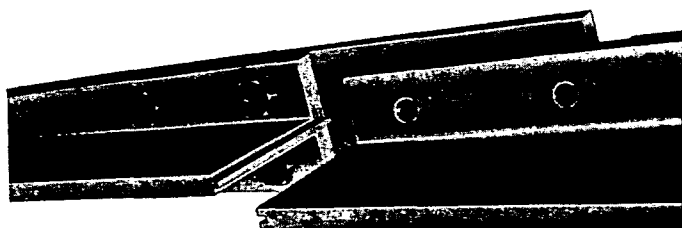
В результате, действие этих сил приведет к изменению сил фрикционного сопротивления движению по направляющим и, в конечном итоге, к изменению нагрузки двигателя.

Проектирование и конструкция креплений направляющих регламентируются стандартами ISO 7465 и A17.1.

Концы направляющих тщательно механически обрабатываются так, что на одной стороне отрезка находится шип, а на другой, точно по оси, расположен паз. На задней поверхности концевой части направляющих механически обработаны площадки для установки стыковой планки, с которой каждый конец направляющей соединяется не менее чем четырьмя болтами.

Ширина стыковой планки должна быть не меньше ширины направляющей. На рис. 7.4 представлен пример соединения отрезков направляющей.

Рис. 7.4 Стык направляющей



Стандартные стыковые планки значительно менее прочные, чем соединяемые отрезки направляющей, к которым они крепятся.

Поэтому когда на направляющие воздействуют значительные нагрузки, рекомендуется использовать нестандартные стыковые планки до 50 мм толщиной или в качестве элементов крепления применять короткие отрезки направляющей. Они занимают больше места, но гарантируют высокую жесткость соединения.

Испанский изготовитель направляющих, компания Saveria Group, недавно представила так называемую стыковую планку STAR для использования с направляющими T 127-2/B и T 140/B.

На рис. 7.5 показана стыковая планка отдельно и с отрезком направляющей. Такая конструкция удовлетворяет требованию достижения максимального момента инерции, занимая небольшое пространство.

Регулировочные болты, расположенные сбоку, облегчают выравнивание направляющей в направлении оси x-x (рис. 7.1 и 7.2).

Выравнивание в перпендикулярном направлении (ось y-y) гарантируется точной механической обработкой задней стороны стыковочного конца направляющей.

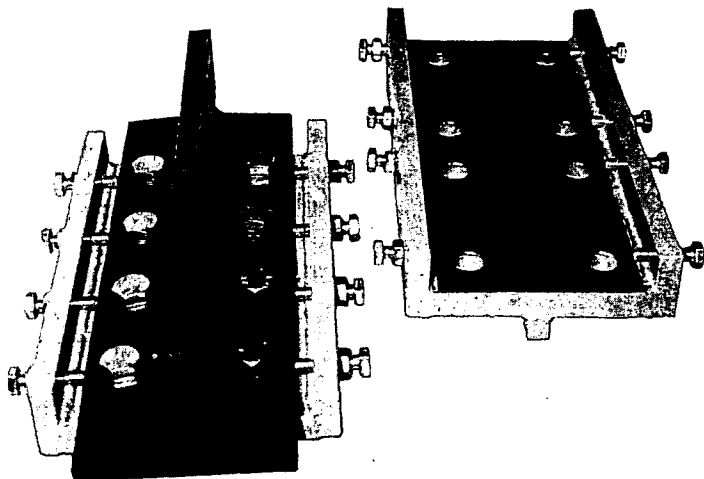


Рис. 7.5. Стыковая планка STAR (Savera Group)

Желательно, чтобы в двух смежных пролетах направляющей располагалось не более одного стыка, рис. 7.6, а. На рис. 7.6, б продемонстрирован случай размещения стыков в смежных пролетах.

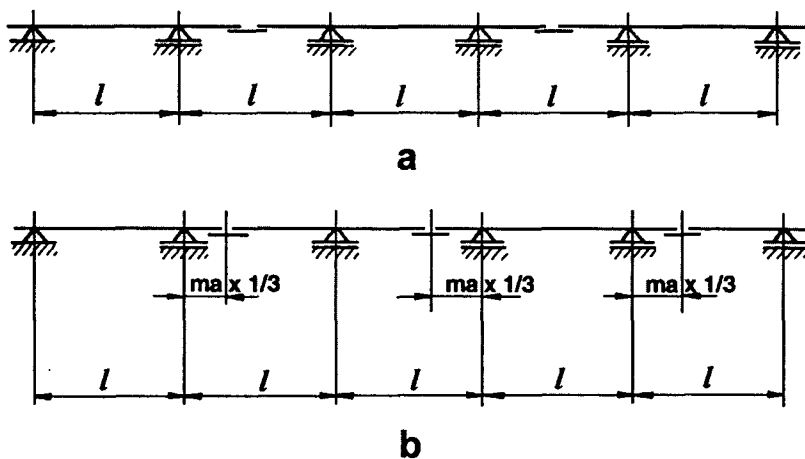


Рис. 7.6. Расположение направляющей в шахте лифта

На рис. 7.7 показана, обычно применяемая схема расположения направляющей в шахте лифта. Внизу направляющая опирается на пол приямка, а кронштейны размещены на равном расстоянии вдоль рельса.

Подвесные направляющие в настоящее время используются крайне редко; они иногда применяются в лифтах малой грузоподъемности.

Кронштейны, их крепления и опоры, такие, как строительные балки и стены, должны выдерживать действие горизонтальных сил, связанных с неравномерной загрузкой кабины, с общим смещением, ограниченным до значения, которое не влияет на нормальную работу лифта.

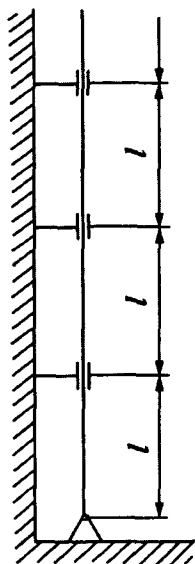


Рис. 7.7.
Расположение
стыков
направляющих

В США общее смещение в точке опоры не должно превышать 3,2 мм. Кроме того, они должны благополучно противостоять воздействию ловителей кабины или противовеса.

Направляющие закрепляются на кронштейнах с помощью прижимов.

Обычно применяются три основных типа прижимов направляющей:

(а) *Жесткие прижимы* – из ковanej стали, которые используются, когда прочность является основным критерием, т.е. в тех случаях, когда направляющие подвергаются высоким нагрузкам. Они применяются в настоящее время в грузовых лифтах повышенной грузоподъемности, гидравлических «рюкзачных» лифтах (с консольным расположением кабины, примеч. переводчика) и т.д;

(б) *Прижимы общего назначения* – штампованные из стали, применяются при относительно небольшой нагрузке, т.е. на пассажирских лифтах с небольшой высотой подъема. В малоэтажных зданиях, где предполагается относительно небольшая усадка, при которой вряд ли возникнет деформация направляющих.

(с) *Скользjащие прижимы* – используются в зданиях с большой высотой подъема, где может иметь место относительное перемещение между зданием и направляющими.

Основным критерием проектирования является достижение предсказуемого и последовательного скольжения. Если скользjащие прижимы не применяются, то необходимо регулярно проводить инспектирование и регулирование для компенсации влияния взаимного смещения. Иначе усадка здания вызовет дополнительные напряжения в направляющих, приводящие к нежелательным деформациям.

Метод крепления направляющих с помощью штампованных прижимов показан на рис. 7.8 (Wittur Aufzgteile GmbH).

Скользjащие прижимы могут быть спроектированы таким образом, чтобы позволить направляющей двигаться в продольном направлении, в тоже время, удерживая её во всех других направлениях, или быть пружинного типа. Они способны обеспечить проскальзывание направляющей при превышении предсказуемого усилия сдвига прижима.

Пружинные прижимы, изготавливаемые компании British Guide Rails Ltd. из пружинной стали, показаны на рис. 7.9. Прижимы 1 крепятся головками болтов 2 на прокладке скольжения 3, которая спроектирована для снижения трения скольжения и биметаллической коррозии.

Прижимы крепятся к кронштейну направляющей 4 прижимной планкой 5 с приваренными гайками 6.

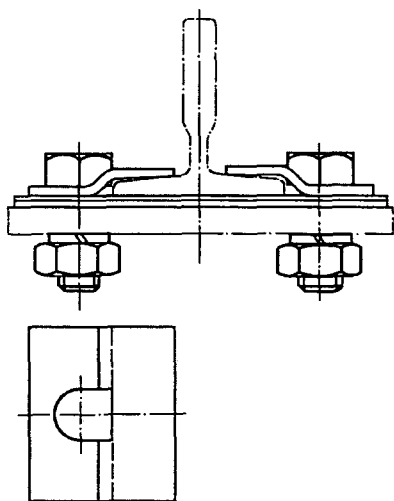


Рис. 7.8. Крепление направляющей с помощью штампованных прижимов (Wittur Aufzugteile GmbH)

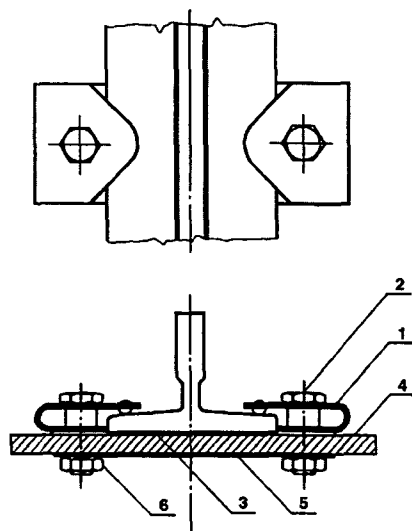


Рис. 7.9. Крепление направляющей с помощью пружинных прижимов (British Guide Rails Ltd)

Уникальная конструкция предусматривает прижим с предсказуемым усилием прижатия, высокой упругостью, чтобы противостоять ударным нагрузкам и землетрясениям, а также и высокой работоспособностью, чтобы обеспечить вибростойкость.

При монтаже установок с небольшой высотой подъема направляющие выстраиваются в линию по всей высоте шахты, тогда как в высотных зданиях они обычно устанавливаются сразу на десять или одиннадцать этажей. Это называется «перескок» (Jumping). При установке направляющих этим методом, очень важно, чтобы каждая установленная секция направляющих перекрывала два или более этажей.

Для установки направляющих должны быть использованы соответствующие измерительные средства. Хотя измерительные приборы отличаются у разных компаний принципы остаются неизменными.

7.2. Расчет направляющих

В расчетах направляющих следует принять во внимание три эксплуатационных условия:

- 1) условия движения с нагрузкой, неравномерно распределенной на полу кабины;
- 2) работа ловителя;
- 3) загрузка и разгрузка, соответственно.

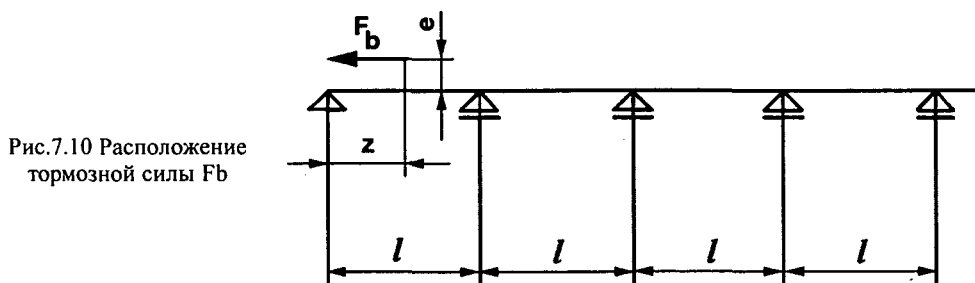
В большинстве национальных стандартов, расчет напряжения в направляющих проводится для условия 2), а расчет упругой деформации касается совершенно разных условий работы, а именно 1) и / или 3).

7.2.1. Анализ напряжений и деформаций направляющих в процессе работы ловителя

Направляющая будет рассматриваться как неразрезная балка с изменяющимся количеством опор. Как методы решения могут использоваться Теорема Трех Моментов и Метод Конечных Элементов.

Направляющая подвержена комбинированному воздействию тормозной силы F_b , действующей параллельно продольной оси направляющей, и внешнего момента $F_b \times e$ (рис. 7.10).

Внешний момент возникает из-за эксцентричного расположения тормозной силы F_b , которое представлено расстоянием e (см. рис. 7.3).



Изгибающий момент M_{oz} зависит от количества пролетов балки и внешнего момента $F_b \times e$ (от величины и расположения).

Уравнения для максимального изгибающего момента M_{oz} как функции z , значения и расположение экстремумов локальных функций даны в табл. 7.4 для $F_b \times e$, действующего в I пролете балки, и в табл. 7.5 для $F_b \times e$ в пролете II. Максимальный изгибающий момент всегда находится в точке приложения внешнего момента $F_b \times e$.

Изменение M_{oz} для трех пролетной балки показано на рис. 7.11.

Таблица 7.4

Изгибающий момент M_{oz} и его максимальные значения M_{ozm}

Число пролетов	$F_b \times e$ в I пролете		
	M_{oz}	Максимум M_{ozm}	Положение максимума
2	$\frac{F_b \cdot \ell}{4 \cdot l^3} \cdot (5 \cdot l^2 \cdot z - 3 \cdot z^3)$	$0,6211 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7454 \cdot l$
3	$\frac{F_b \cdot \ell}{15 \cdot l^3} \cdot (19 \cdot l^2 \cdot z - 12 \cdot z^3)$	$0,6135 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7265 \cdot l$
4	$\frac{F_b \cdot \ell}{56 \cdot l^3} \cdot (71 \cdot l^2 \cdot z - 45 \cdot z^3)$	$0,6130 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7252 \cdot l$
5	$\frac{F_b \cdot \ell}{209 \cdot l^3} \cdot (265 \cdot l^2 \cdot z - 168 \cdot z^3)$	$0,6129 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7251 \cdot l$

Изгибающий момент M_{Oz} и его максимальные значения M_{Ozm}

Число пролетов	$F_b \times e$ во II пролете		
	M_{Oz}	Максимум M_{Ozm}	Положение максимума z_m^*
2	$\frac{F_b \cdot \ell}{4 \cdot l^3} \cdot (2 \cdot l^3 - 4 \cdot l^2 \cdot z + 9 \cdot l \cdot z^2 - 3 \cdot z^3)$	$-0,6210 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,2546 \cdot l$
3	$\frac{F_b \cdot \ell}{15 \cdot l^3} \cdot (7 \cdot l^3 - 14 \cdot l^2 \cdot z + 45 \cdot l \cdot z^2 - 30 \cdot z^3)$	$-0,6161 \cdot F_b \cdot \ell$ $+0,6161 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,1927 \cdot l$ $0,8073 \cdot l$
4	$\frac{F_b \cdot \ell}{56 \cdot l^3} \cdot (26 \cdot l^3 - 52 \cdot l^2 \cdot z + 171 \cdot l \cdot z^2 - 117 \cdot z^3)$	$-0,6162 \cdot F_b \cdot \ell$ $+0,6060 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,1885 \cdot l$ $0,7858 \cdot l$
5	$\frac{F_b \cdot \ell}{209 \cdot l^3} \cdot (97 \cdot l^3 - 194 \cdot l^2 \cdot z + 639 \cdot l \cdot z^2 - 438 \cdot z^3)$	$-0,6162 \cdot F_b \cdot \ell$ $+0,6057 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,1882 \cdot l$ $0,7844 \cdot l$

) z_m^ — измеряется от левой опоры пролета II.

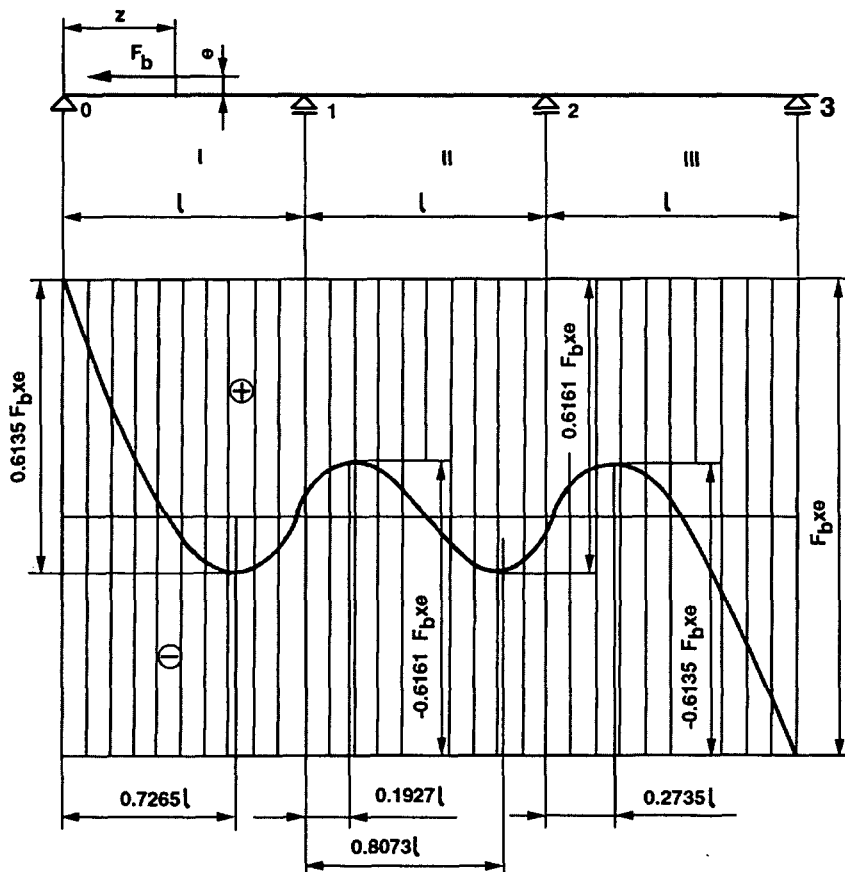


Рис. 7.11. Изменение максимального изгибающего момента M_{Oz} вдоль неразрезной трехпролетной балки

Расчет напряжений в направляющих

Важнейшее значение имеет расположение ловителя.

Когда ловитель расположен под полом кабины, захват направляющих может происходить в пролете I.

Если ловитель смонтирован над потолком кабины, направляющие могут быть захвачены только во II пролете (см. рис. 7.12.)

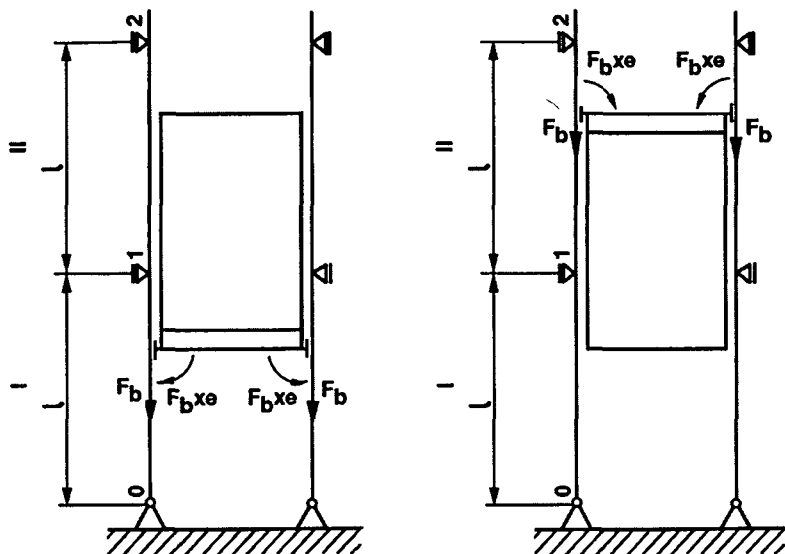


Рис. 7.12. Влияние расположения ловителя

Расчет будет проводиться с учетом комбинированного действия поперечного и продольного изгиба.

(А) Пролет I

Изгибающий момент в любой точке левее $F_b \times e$ определяется следующей окончательной формулой:

$$M(z) = \frac{F_b \cdot \ell + M_1}{l \cdot \sin \alpha \xi} \cdot \xi \cdot \sin \alpha z, \quad (\text{Н} \cdot \text{м}), \quad (7.1)$$

где M_1 – момент опоры 1, (Н м), z – изменяющееся расстояние от левой опоры (0) до точки, в которой рассчитывается изгибающий момент, (мм), ξ – расстояние от левой опоры (0) до точки, в которой действует внешний момент $F_b \times e$, (мм).

$$\alpha^2 = \frac{F_b}{E \cdot J_x},$$

где E – модуль упругости (Юнга), (Н/мм²), J_x – момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси x - x .

Экстремум функции расположен в положении $z_m = \pi / 2\alpha$ и его расчет проводится по следующей формуле:

$$M(z) = \frac{F_b \cdot \ell + M_1}{l \cdot \sin \alpha \xi} \xi, \quad (7.2)$$

График, иллюстрирующий зависимость $M(z)$ представлен синусоидальной кривой.

Для определенного расположения $F_b \times e$ зависимость M_z может быть представлена по отношению величины z/l (рис. 7.13).

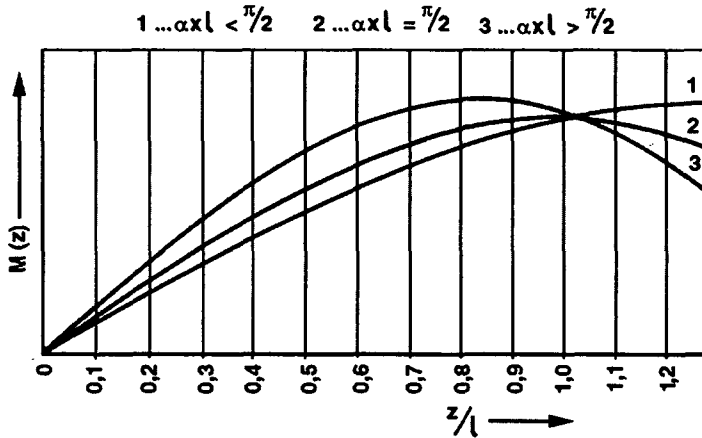


Рис. 7.13. График, иллюстрирующий зависимость $M(z)$

Что касается оценки величины α , могут иметь место три теоретических случая.

(a) $\alpha \times l < \pi/2$

Это единственный случай, который может иметь место на практике.

Экстремум функции лежит вне пролета I. Это значит, что максимальная величина изгибающего момента остается в точке приложения $F_b \times e$ и влияние воздействия тормозной силы F_b на продольную устойчивость не имеет решающего значения из-за жесткости направляющей в плоскости, перпендикулярной оси x поперечного сечения направляющей.

(b) $\alpha \times l = \pi/2$

Экстремум функции имеет место на правой опоре пролета I (опора 1).

(c) $\alpha \times l > \pi/2$

Экстремум функции расположен в пролете I. Для $\xi > z_m$ это значит, что изгибающий момент, действующий левее $F_b \times e$ больше, чем в точке приложения $F_b \times e$ и имеет решающее значение для расчета прочности направляющей.

Все три случая проиллюстрированы на рис. 7.13.

В случае (a) синусоидальные кривые могут быть построены для определенных положений внешнего момента $F_b \times e$, определяемого расстоянием ξ от левой опоры пролета I (опора 0).

Кривые на рис. 7.14 были построены для параметров пассажирского лифта небольшой грузоподъемности (номинальная грузоподъемность 320 кг, номинальная скорость 0,7 м/с).

Так как максимальный изгибающий момент всегда действует в точке приложения $F_b \times e$, возможно начертить график зависимости максимального изгибающего момента от величины отношения z/l , т.е. для точки приложения момента $F_b \times e$ (кривая K).

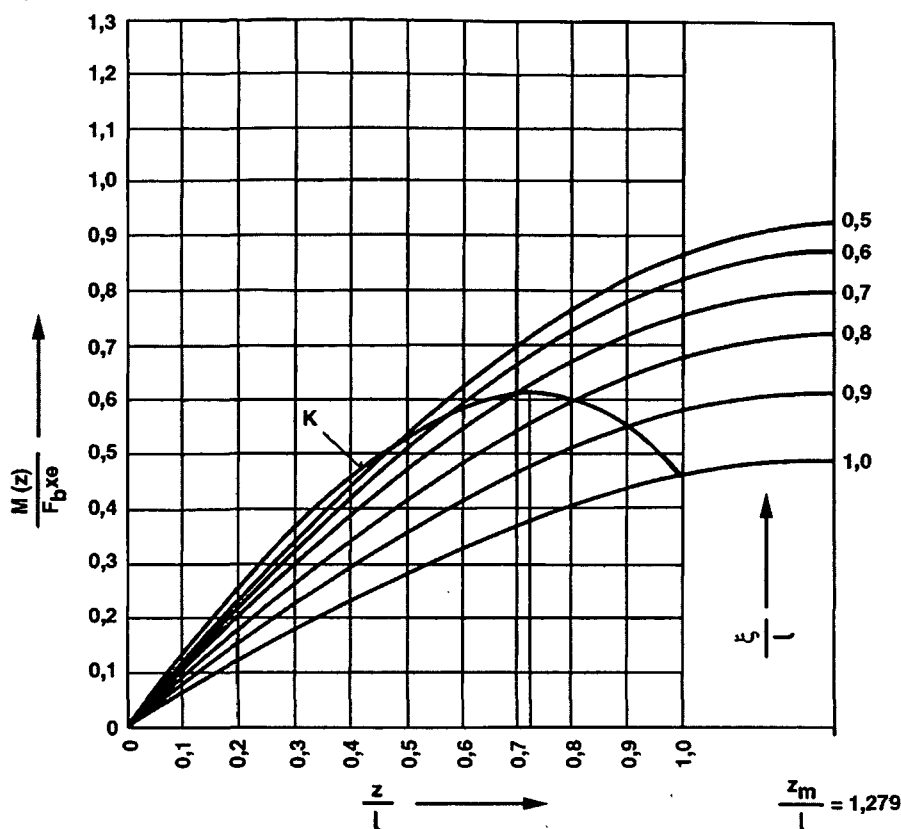


Рис. 7.14. Синусоидальные кривые для определения положения $F_b \times e$

Для

$$\frac{dM(z)}{d\xi} = 0$$

мы получаем критическое значение ξ_m положения точки действия $F_b \times e$. Когда $F_b \times e$ находится в этой точке, изгибающего момента $M_{\max}$ достигает абсолютного максимума. Обе величины ξ_m и $M_{\max}$ уже были даны в табл. 7.4 (т.е. $\xi_m = z_m = 0,7251$ и $M_{\max} = M_{ozm} = 0,6129 F_b \times e$ для неразрезной пяти пролетной балки).

(В) Пролет II

Формулы, полученные из того же самого первоначального уравнения с помощью тех же самых математических методов, более сложные, чем для пролета I.

Изгибающий момент:

$$M(z) = C_1 \cdot \cos \alpha z + C_2 \cdot \sin \alpha z, \quad (7.3)$$

где

$$C_1 = M_1$$

и

$$C_2 = \frac{(F_b \cdot \ell + M_2) \cdot \xi + M_1 \cdot (l - \xi - l \cdot \cos \alpha \xi)}{l \cdot \sin \alpha \xi},$$

M_2 – момент на правой опоре пролета II (опора 2).

Расположение экстремума функции.

$$z_m = \frac{1}{\alpha} \cdot \operatorname{arctg} \frac{C_2}{C_1}, \quad (7.4)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 зависят от моментов на опорах, т.е. также от расположения момента $F_b \times e$.

Поэтому, в отличие от пролета I, расположение максимального изгибающего момента (z_m) в данном случае является функцией расположения $F_b \times e$ (ξ_m).

Максимальная величина изгибающего момента:

$$\begin{aligned} M_{\max} = M_1 \cdot \cos \alpha z_m + \frac{(F_b \cdot \ell + M_2) \cdot \xi}{l \cdot \sin \alpha \xi} \cdot \sin \alpha z_m + \\ + \frac{M_1 \cdot (l - \xi - l \cdot \cos \alpha \xi)}{l \cdot \sin \alpha \xi} \cdot \sin \alpha z_m. \end{aligned} \quad (7.5)$$

Кривая зависимости $M(z)$, может быть получена путем наложения двух отдельных кривых: $C_2 \times \sin \alpha z$ и $C_1 \times \cos \alpha z$ с различными амплитудами. Амплитуды отличаются в зависимости от расположения $F_b \times e$. Полученная кривая характеризуется разной амплитудой и фазовым сдвигом.

Заменяя исходные данные техническими параметрами реального лифта, будет легко показать, что C_2 всегда больше нуля, а C_1 может быть больше, меньше или равно нулю в зависимости от расположения ξ момента $F_b \times e$. Существует предельное значение ξ , которое, например, для балки пяти или более пролетов имеет величину $\xi_1 = 0,3804 l$, измеренную от левой опоры (1).

Кроме того,

$C_1 < 0$ для $\xi > 0,3804 l$ и фазовый сдвиг $z_o > 0$;

$M(z)$ смещается в правом направлении.

$C_1 = 0$ для $\xi = 0,3804 l$ и $z_o = 0$.

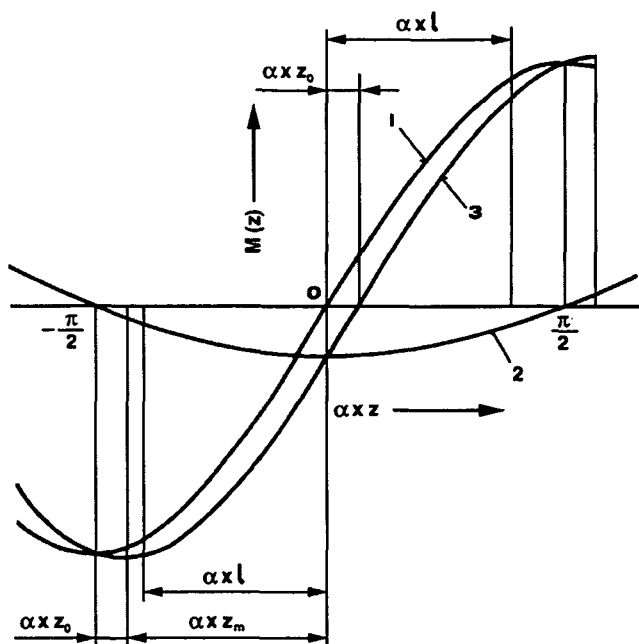
$C_1 > 0$ для $\xi < 0,3804 l$ и $z_o < 0$;

$M(z)$ смещается влево.

Фазовый сдвиг:

$$z_0 = \frac{1}{\alpha} \cdot \operatorname{arctg} \left(-\frac{C_1}{C_2} \right). \quad (7.6)$$

Рис. 7.15. Отдельные кривые 1 и 2 и результирующая синусоидальная кривая 3 для $M(z)$



На рис. 7.15 показаны кривые 1 для $C_2 \cdot \sin \alpha z$, 2 для $C_1 \cdot \cos \alpha z$ и получившаяся синусоидальная кривая 3 для $M(z)$ при $\xi = l$, т.е. для момента $F_b \times e$, действующего у правой опоры пролета II (опора 2).

$M(z)$ достигает своего максимального значения для $z = l$, т.е. в точке приложения внешнего момента $F_b \times e$. Опять, не происходит изгиба в плоскости, перпендикулярной оси $x-x$ поперечного сечения направляющей.

Расчет прогиба

Следует рассмотреть два случая

(А) $F_b \times e$ действует у правой опоры (1) пролета I. Этот случай имеет решающее значение, когда ловитель расположен под полом кабины.

Положение максимального прогиба:

$$z_m = \frac{1}{\alpha} \cdot \arccos \frac{\sin \alpha \cdot l}{\alpha \cdot l}. \quad (7.7)$$

Максимальный прогиб:

$$y_m = \frac{F_b \cdot l + M_1(l)}{F_b \cdot \alpha \cdot l} \cdot \left(\frac{\sqrt{\alpha^2 + l^2 - \sin^2 \alpha l}}{\sin \alpha l} \right) -$$

$$-\frac{F_b \cdot l + M_1(l)}{F_b \cdot \alpha \cdot l} \cdot \arccos \frac{\sin \alpha l}{\alpha \cdot l} \quad (7.8)$$

(В) $F_b \times e$ действует у правой опоры (2) пролета II. Этот случай имеет решающее значение, когда ловитель установлен над крышей кабины.

Мы получаем квадратное уравнение для z_m , корни которого:

$$z_{m1,2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \arcsin \frac{-C_1 \cdot D \pm C_2 \cdot \sqrt{\alpha^2 \cdot l^2 \cdot (C_1^2 + C_2^2) - D^2}}{(C_1^2 + C_2^2) \cdot \alpha \cdot l} \quad (7.9)$$

где

$$D = \frac{F_b \cdot l + M_2(l) - M_1(l)}{F_b}.$$

Максимальный прогиб:

$$y_m = C_1 \cdot \cos \alpha z_m + C_2 \cdot \sin \alpha z_m - \frac{1}{F_b} \cdot \left[\frac{F_b \cdot l + M_2(l)}{l} \cdot z_m + \frac{M_1(l)}{l} \cdot (l - z_m) \right]. \quad (7.10)$$

7.2.2. Силы, действующие на направляющие в процессе нормальной работы. Классы загрузки

Силы, действующие на направляющие кабины.

При нормальных условиях эксплуатации нагрузка может быть распределена неравномерно в двух перпендикулярных направлениях.

На рис. 7.16 показана схема направляющих и действующих на них сил, обусловленных неравномерной загрузкой кабины. Силы F_y действуют в плоскости направляющих ($y-y$), тогда как F_{x1} и F_{x2} действуют в плоскостях $x-x$ перпендикулярных плоскости $y-y$.

Каждая направляющая подвергается изгибу под действием силы F_y , а также изгибу и кручению силой F_x .

Силы могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_y}{h}, \quad (7.11)$$

$$F_{x1} = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_x \cdot (b + 2 \cdot e_y)}{2 \cdot h \cdot b}, \quad (7.12)$$

$$F_{x2} = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_x \cdot (b - 2 \cdot e_y)}{2 \cdot h \cdot b}, \quad (7.13)$$

где Q – номинальная грузоподъемность (кг), g_n – стандартное ускорение свободного падения (m/s^2), e_y и e_x – эксцентриситеты нагрузки в кабине (мм), b – ширина кабины (мм), c – глубина кабины (мм), h – вертикальное расстояние между центровыми линиями направляющих башмаков кабины (мм).

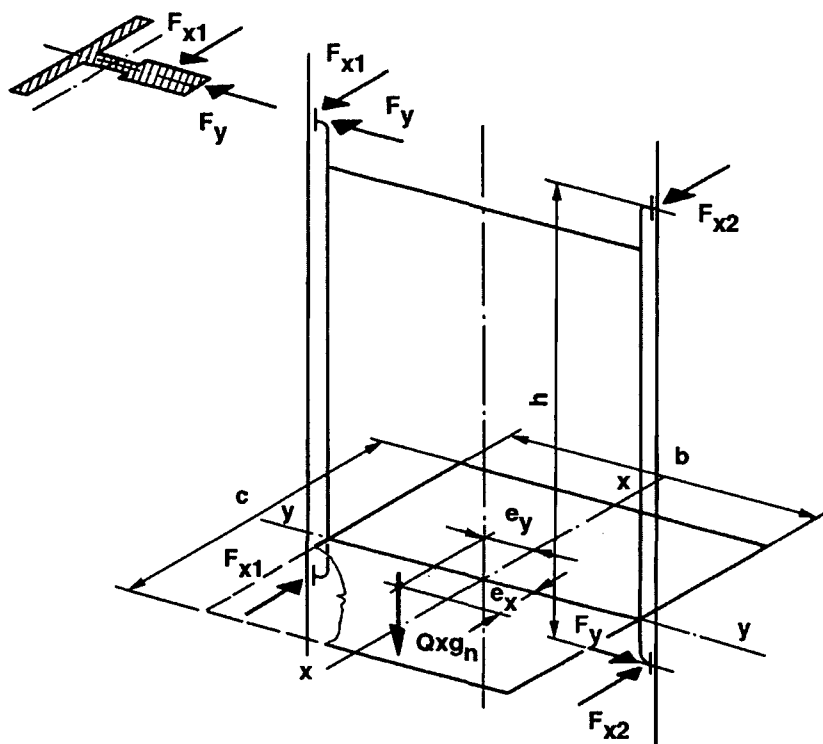


Рис.7.16. Силы, действующие на направляющие из-за неравномерного распределения нагрузки

Подставив определенные значения эксцентриситетов e_x и e_y в уравнения 7.11, 7.12 и 7.13, мы получим величину поперечных сил, действующих на направляющие в нормальном эксплуатационном режиме.

Например, для $e_x = c/8$ и $e_y = b/8$:

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot b}{8 \cdot h}, \quad F_{x1} = \frac{5 \cdot Q \cdot g_n \cdot c}{64 \cdot h}, \quad F_{x2} = \frac{3 \cdot Q \cdot g_n \cdot c}{64 \cdot h}.$$

Силы, действующие на направляющие противовеса

Поперечные силы, действующие на направляющие противовеса, могут быть вызваны смещением центра тяжести относительно точки подвески.

Для расчетных целей предполагается, что масса противовеса смещена относительно центра на 20 мм в плоскости направляющих (y-y) или в перпендикулярной плоскости (x-x).

Основные положения расчета силы, действующей на направляющие в нормальных условиях работы, для грузовых лифтов определены в большинстве стандартов. Положения, касающиеся определения классов загрузки, включенные в Британский стандарт BS 5655:Part 9, наиболее поучительны и поэтому будут здесь представлены.

Классы загрузки (в соответствии с BS 5655: Part 9)

Класс А: Загрузка пассажирами и обычными грузами.

Класс А загрузки применяется, когда загрузка и разгрузка кабины производится вручную или с использованием ручных тележек и когда масса любого единичного груза или любой ручной тележки с грузом не превышает четверти номинальной грузоподъемности.

При определении горизонтальных сил, действующих на направляющие, предполагается, что 50% номинальной нагрузки расположено на расстоянии от точки подвески:

(а) равном одной четвертой ширины кабины, т.е. $e_y = b/4$ или

(б) равном одной четвертой глубины кабины, т.е. $e_x = c/4$.

Класс В: Загрузка транспортных средств с двигателем.

Загрузка класса В применяется, когда лифт используется исключительно для перевозки тележек с двигателем или пассажирских автомашин, соответствующих номинальной грузоподъемности лифта.

При определении горизонтальных сил, действующих на направляющие, предполагается, что полная номинальная нагрузка расположена на расстоянии от точки подвески:

(а) равном одной восьмой ширины кабины, т.е. $e_y = b/8$ или равной одной второй ширины кабины минус 1220 мм, т.е. (0,5b–1220), что бы ни было больше.

(б) равном одной двенадцатой глубины кабины, т.е. $e_x = c/12$.

Класс С: Загрузка тяжелых грузов

Загрузка класса С применяется там, где тележки с двигателем или ручные тележки используются для перевозки вместе с грузом, превышающим загрузку класса А, или где транспортируются сосредоточенные грузы.

При определении горизонтальных сил, действующих на направляющие, предполагается, что полная номинальная нагрузка расположена на расстоянии от точки подвески:

(а) равном одной четвертой ширины кабины, т.е. $e_y = b/4$ или

(б) равном одной четвертой глубины кабины, т.е. $e_x = c/4$.

В стандарте BS 5655:Part 9 оговариваются условия загрузки кабины, когда она находится в стационарном положении, на уровне этажа.

Для классов В и С предполагается, что одна вторая номинальной нагрузки приложена к порогу кабины, что приводит к появлению горизонтальных сил, действующих на направляющие в направлении х-х. Если известна фактическая нагрузка порога кабины, её следует учитывать вместо величины $Q/2 \times g_n$.

7.2.3. Международные стандарты расчета направляющих

Британский Стандарт BS 5655:Part 9

Напряжение в направляющей в процессе работы ловителя σ определяется уравнением:

$$\sigma = \frac{F_b}{S} + \frac{F_b \cdot e}{2 \cdot W_x} \cdot \left[\cos^{-1} \cdot \left(\frac{l_k}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_b}{E \cdot J_x}} \right) + 1 \right], \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (7.14)$$

где F_b – тормозная сила, действующая на одну направляющую, (Н), S – площадь поперечного сечения направляющей, (мм²), e – эксцентриситет тормозной силы (горизонтальное расстояние от оси $x-x$ поперечного сечения направляющей до точки воздействия башмаков ловителя [см. рис. 7.3], (мм), W_x – момент сопротивления изгибу относительно оси $x-x$, (мм³), l_k – максимальное расстояние между кронштейнами направляющих, (мм), E – модуль упругости (Юнга) материала направляющей, (Н/мм²) и J_x – момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси $x-x$, (мм⁴).

Прогиб направляющей в процессе работы ловителя ограничен до максимума 0,25 длины механически обработанной поверхности направляющего рельса для того, чтобы избежать риска выхода направляющих башмаков с направляющей.

С учетом этого условия, максимальная величина тормозной силы ловителя определяется по формуле:

$$F_b = \frac{4 \cdot E \cdot J_x}{l_k^2} \cos^{-2} \left(\frac{e}{2 \cdot y_{\max} + e} \right), \quad (\text{Н}), \quad (7.15)$$

Тормозная сила F_b определена в BS 5655: Part 9 и также в Европейском Стандарте EN 81-1.

В общем, тормозная сила в случае применения двух направляющих рассчитывается по формуле

$$F_b = \frac{Q + K}{2} \cdot (a + g_n), \quad (7.16)$$

где K – масса кабины (кг) и a – максимально допустимое ускорение торможения кабины, (м/с²).

Практические значения тормозной силы (допуская, что $g_n = 10$ м/с²) следующие:

для ловителя резкого торможения, исключая тип с заклинивающим роликом,

$$F_b = 25 \cdot (Q + K), \text{ т.е. } a = 40 \text{ м/с}^2;$$

для ловителя с заклинивающим роликом,

$$F_b = 15 \cdot (Q + K), \text{ т.е. } a = 20 \text{ м/с}^2;$$

для ловителя плавного торможения,

$$F_b = 10 \cdot (Q + K), \text{ т.е. } a = 10 \text{ м/с}^2.$$

Напряжение в направляющих, рассчитанное по уравнению 7.14, не должно превышать следующие значения:

140 Н/мм² для предела прочности стали 370 Н/мм²

170 Н/мм² для предела прочности стали 430 Н/мм²

210 Н/мм² для предела прочности стали 520 Н/мм².

Величина модуль упругости (Юнга) $E = 2,07 \times 10^5$ Н/мм².

Критерии качества, основанные на учете напряжений и деформации, при работе в нормальном эксплуатационном режиме следующие: направляющая рассматривается как простая балка с определенной степенью фиксации в опорных точках и, предполагается, что поперечная сила действует в середине расстояния между креплениями направляющей.

Тогда максимальные напряжения изгиба рассчитываются по формулам 7.17 и 7.18:

$$\sigma_y = \frac{F_y \cdot l_k}{6 \cdot W_x}, \quad (7.17)$$

$$\sigma_x = \frac{F_x \cdot l_k}{6 \cdot W_y}. \quad (7.18)$$

Постоянный коэффициент в знаменателях уравнений 7.17 и 7.18 должен быть равным 4 для шарнирных опор и 8 – для опор с заделкой концов.

При расчете максимально допустимого напряжения по отношению к пределу прочности материала направляющей на растяжение, следует принимать коэффициент запаса 5, что составляет практически половину значения, определенного для случая работы ловителя.

Горизонтальная упругая деформация в средней точке балки в двух взаимно перпендикулярных направлениях рассчитается по формулам:

$$y_y = \frac{F_y \cdot l_k^3}{96 \cdot E \cdot J_x}, \quad (7.19)$$

$$y_x = \frac{F_x \cdot l_k^3}{96 \cdot E \cdot J_y}. \quad (7.20)$$

Постоянный коэффициент в уравнениях 7.19 и 7.20 будет 48 для шарнирных опор и 192 для опор с заделкой концов.

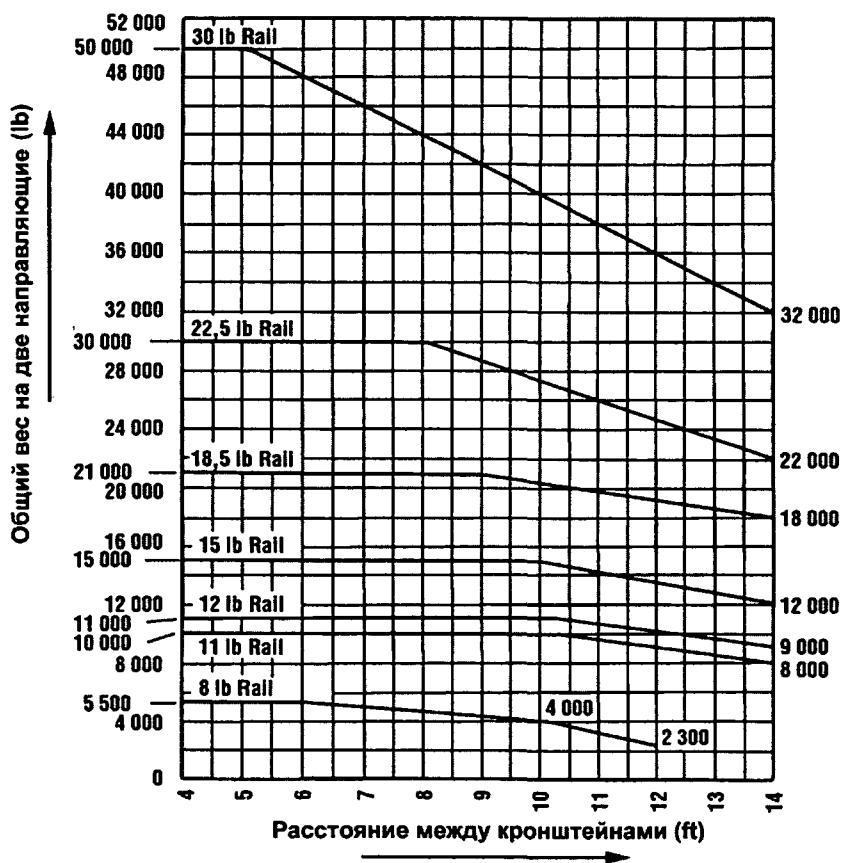
Максимально допустимые прогибы в соответствии с уравнениями 7.19 и 7.20 составляют 3 мм в плоскости направляющих (y_y) и 6 мм в перпендикулярном направлении (y_x).

Американский Стандарт Безопасности A17.1

Метод расчетов, определенный в A17.1, непонятный, т.к. он основан на графиках для расчета размера направляющих без представления теоретическо-

го обоснования. Тем не менее, форма графиков аналогична форме графиков, основанных на Британских критериях и, в результате, предполагается, что исходные допущения и методы расчета сходны в обоих нормативных документах.

В случае установки одного ловителя на кабине или противовесе, для заданного типоразмера направляющей и величины шага установки кронштейнов, по графику на рис.7.17 можно определить максимальный вес кабины с номинальной нагрузкой или вес противовеса, включая вес любых компенсирующих канатов или цепей, подвесного кабеля, приходящийся на пару направляющих. Все величины указаны в американской системе, которые легко можно перевести в соответствующие европейские (см. рис.7.17).



Примечание: 1 lb=0,454 кг, 1 ft=0,305 м.

Рис. 7.17. График для расчета направляющих

При применении двух ловителей кабины или противовеса (сдвоенных) нагрузки, определенные на рис. 7.17, могут быть увеличены с помощью множителей приведенных в табл. 7.6.

Таблица 7.6

Множители нагрузки для разных вертикальных расстояний между сдвоенными ловителями

Вертикальное расстояние, (ft)	Множитель
18 или больше	2,00
15	1,83
12	1,67
9	1,50

Примечание: 1 ft = 0,305 м

Там, где противовесы не оборудованы ловителем, вес противовеса на пару направляющих не должен превышать значений табл.7.7. Если не используется железобетон, расстояние между кронштейнами не должно превышать 4,88 м (16 фут).

Таблица 7.7

Направляющие для противовесов без ловителей

Вес противовеса (lb)	Номинальный вес направляющего рельса (lb/ft)
15000	8,0
27000	11,0
29000	12,0
40000	15,0
56000	18,5
80000	22,5

Примечание.: 1lb= 0,454 кг, 1 lb/ft= 1,49 кг/м.

В A17.1 определено максимальное напряжение в направляющей или ее креплении под действием горизонтальных сил, действующих на направляющую в процессе загрузки, разгрузки или перемещения, рассчитанное без ударной нагрузки как 103 Н/мм^2 , основанное на классе загрузки и максимально допустимом прогибе 6,3 мм.

Европейский Стандарт EN 81-1:1998

Методы вычислений, включенные в Приложение G этого стандарта, довольно подробны и исключительно информативны и, соответственно, здесь обсуждаться не будут. Нормирован только коэффициент запаса, максимально допустимое напряжение и максимально допустимый прогиб.

В табл.7.8 приведены значения коэффициента запаса по отношению к пределу прочности материала направляющих в зависимости от условий эксплуатации и относительного удлинения (пластичности) материала направляющей.

Материал с удлинением до 8% не может использоваться для направляющих.

В табл. 7.9 представлены максимально допустимое напряжение для наиболее распространенных величин предела прочности материала направляющей и для всех условий эксплуатации.

Таблица 7.8

Коэффициент запаса для расчета направляющих

Условия эксплуатации	Удлинение (пластичность) D%	Коэффициент запаса прочности
Условия движения (нормальная работа)	$D \geq 12$	2,25
Загрузка (разгрузка)	$8 \leq D < 12$	3,75
Работа устройств безопасности	$D \geq 12$	1,80
	$8 \leq D < 12$	3,00

Таблица 7.9

Максимально допускаемое напряжение в направляющих

Условия эксплуатации	Предел прочности материала (Н / мм ²)		
	370	440	520
Условия движения (нормальная работа) Загрузка (разгрузка)	165	195	230
Работа устройств безопасности	205	244	290

Максимально допустимый погиб направляющих профиля Т:

- (а) 5 мм в обоих направлениях для направляющей при работе ловителя,
- (б) 10 мм для обоих направлений направляющих противовеса без ловителей.

7.2.4. Оценка методов расчета

Расчеты напряжений и прогибов, включенные в стандарт BS 5655:Part 9, касаются всех условий эксплуатации. Однако могут возникнуть возражения при проведении детального анализа.

В разделе 7.2.1 был представлен анализ напряжения направляющих, приводящему к заключению, что при воздействии ловителя направляющие никогда не подвергаются напряжению от комбинации продольного изгиба и изгиба в плоскости действия изгибающего момента, т.е. в направлении оси у-у площади поперечного сечения направляющей (см. Рис. 7.1 и 7.3). Это было всегда сочетанием сжатия и изгиба. Поэтому неправильно рассматривать возможность одновременного действия продольного изгиба и изгиба в плоскости внешнего момента.

Однако напряжения продольного изгиба не следует игнорировать во избежание риска потери статической устойчивости направляющих.

Продольный изгиб может произойти в плоскости наименьшей изгибной жесткости направляющей.

Нормативы для определения тормозной силы ловителя F_b могут стать предметом обсуждения, в частности, при применении ловителя резкого торможения. Ускорение торможения 40 м/с^2 кажется довольно небольшим.

Предполагается, что нагрузка равномерно распространяется на полу кабины при работе ловителя.

Эффект одновременного действия тормозной силы ловителя и горизонтальных сил, вызванных эксцентричным положением груза в кабине, не принимаются во внимание.

В высшей степени невероятно совпадение работы ловителя и наиболее неблагоприятного распределения нагрузки на полу кабины для современных конструкций лифтов; однако эффект одновременности для панорамных лифтов, где консольная нагрузка всегда создает поперечные нагрузки направляющих, следует учитывать.

Поперечные силы могут быть также вызваны весом собственной массы кабины в зависимости от положения центра тяжести и точки подвески. Кроме того, из-за консольного положения нагрузки дополнительный динамический вращающий момент в ходе работы ловителя приведет к действию дополнительных динамических сил на направляющие.

В стандарте BS 5655:Part 9 регламентированы горизонтальные силы, действующие на направляющие в нормальных условиях эксплуатации, а также максимально допустимые прогибы.

К сожалению, одновременное действие в одной и той же точке направляющей двух взаимно перпендикулярных сил не принимается во внимание, хотя нагрузка может неравномерно распределяться одновременно в обоих направлениях.

При расчете сил в направлении оси x - x (см. рис.7.16), нагрузка предполагается симметрично расположенной относительно оси x - x и силы на обе направляющие — одинаковой величины.

Уравнения для напряжения и допустимого прогиба были получены для простой балки с определенной степенью ограничения подвижности в точках крепления. В результате, в формулах были заменены знаменатели. Однако направляющие фактически являются неразрезными балками, и будет интересно провести сравнительные расчеты для получения разных результатов.

Скручивание направляющих, вызванное горизонтальными силами в направлении оси x - x , не принимается во внимание в любом стандарте, хотя его влиянием пренебрегать не следует.

Как уже говорилось, расчет направляющих, включенный в A17.1, непонятный и, соответственно, здесь комментировать не будет.

Дальнейшая эволюция стандартизации расчетов должна привести к использованию сложных компьютерных программ, которые могут отражать фактические условия и учитывать все влияющие факторы.

7.2.5. Рекомендуемый метод расчета направляющих

Рекомендуемый метод должен быть простым, охватывать все эксплуатационные условия и отражать современное состояние знания.

А. Работа ловителя

I. Все лифты, кроме лифтов с эксцентричными направляющими или с консольной подвеской.

(а) Напряжение от изгиба и сжатия σ :

$$\sigma = F_b \cdot \left(\frac{1}{S} + C_1 \cdot \frac{e}{W_x} \right), \text{ (Н/мм}^2\text{)}. \quad (7.21)$$

Изгибающий момент вызван эксцентрически расположенной тормозной силой F_b ; внешний момент $F_b \cdot e$.

Расчет производится для неразрезной балки.

В уравнении 7.21 S – площадь поперечного сечения направляющей (мм²), e – эксцентриситет тормозной силы F_b (мм), W_x – момент сопротивления изгибу относительно оси x - x (мм³).

Коэффициент C_1 дается в таблице 7.10 и зависит от количества пролетов неразрезной балки.

Тормозная сила во всех случаях рассчитывается по формуле:

$$F_b = k_1 \cdot \frac{Q + K}{n} \cdot g_n, \quad (\text{Н})$$

где K – масса кабины (кг), n – количество направляющих, g_n – стандартное ускорение свободного падения (м/с²) и k_1 – коэффициент динамичности, зависящий от типа ловителя:

$k_1 = 5$ для ловителей резкого торможения кроме типа с заклинивающим роликом,

$k_1 = 3$ для ловителей резкого торможения с заклинивающим роликом,

$k_1 = 2$ для ловителей плавного торможения.

Таблица 7.10

Значения величины коэффициента C_1

Число пролетов	C_1
2	0,621
3 или более	0,616

(б) Напряжение продольного изгиба

В плоскости минимальной жесткости изгиба направляющей напряжение рассчитывается по формуле:

$$\sigma = \frac{F_b \cdot \omega}{S}, \text{ (Н/мм}^2\text{)} \quad (7.22)$$

где ω – коэффициент продольного изгиба, данный в таблицах 7.11 и 7.12 для стали с пределом прочности 370 Н/мм² и 520 Н/мм², соответственно, как функция гибкости λ .

Коэффициент продольного изгиба ω для стали с пределом прочности 370 Н/мм²

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,12	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										250

Для сталей с другими пределами прочности величина ω определяется методом линейной интерполяции

Коэффициент продольного изгиба ω для стали с пределом прочности 520 Н/мм²

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,05	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,06	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190
200	10,13	10,23	10,34	10,44	10,54	10,65	10,75	10,85	10,96	11,06	200
210	11,17	11,28	11,38	11,49	11,60	11,71	11,82	11,93	12,04	12,15	210
220	12,26	12,37	12,48	12,60	12,71	12,82	12,94	13,05	13,17	13,28	220
230	13,40	13,52	13,63	13,75	13,87	13,99	14,11	14,23	14,35	14,47	230
240	14,59	14,71	14,83	14,96	15,08	15,20	15,33	15,45	15,58	15,71	240
250	15,83										250

Для сталей с другими пределами прочности величина ω определяется методом линейной интерполяции

Для стали с пределом прочности 420 Н/мм² коэффициент продольного изгиба может быть определен по формуле (линейная интерполяция):

$$\omega_{420} = (\omega_{520} - \omega_{370}) \cdot \frac{420 - 370}{520 - 370} + \omega_{370}.$$

Предполагается, что направляющая ведет себя как простая балка с двумя опорами, нагруженная тормозной силой F_b , действующей в направлении её продольной оси, (рис. 7.18).

Гибкость:

$$\lambda = \frac{l_k}{i} \quad (7.23)$$

где i – радиус инерции, (мм),

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}}, \text{ (мм)}, \quad (7.24)$$

где J – минимальный момент инерции площади поперечного сечения направляющей, (мм⁴), т.к. предполагается, что продольный изгиб происходит в плоскости наименьшей изгибной жесткости направляющей.

В обоих случаях (а) и (б) максимально допускаемое напряжение должно соответствовать стандарту EN 81-1:1998.

Рис. 7.18. Схема для расчета напряжений продольного изгиба

Сравнительные расчеты, выполненные в Чешской Республике для ряда пассажирских и грузовых лифтов с разными основными параметрами, выявили, что определяющий вид напряжений зависит от показателя гибкости направляющей. Для гибкости $\lambda \leq 105$ напряжение, вызванное совместным действием изгиба и сжатия, является определяющим, тогда как было доказано, что продольный изгиб ведет к критической ситуации в случае $\lambda > 105$.

Так как коэффициент продольного изгиба также в значительной степени зависит от материала направляющих, рекомендуется проводить расчет по обоим видам напряжений для гибкости 100-110.

II. Лифты с эксцентричным положением направляющих или с консольной подвеской

Следует проводить расчет суммарных напряжений при комбинированном действии изгиба и сжатия; дополнительно следует учитывать изгибающий момент, обусловленный наличием груза в кабине.

Нагрузка должна быть равномерно распределена на три четверти площади пола кабины в наиболее неблагоприятном положении (см. рис. 7.19 и 7.20).

Силы тяжести массы груза и кабины должны умножаться на коэффициент динамичности k_1 . Нагрузка должна быть приложена в соответствующей точке площади поперечного сечения.

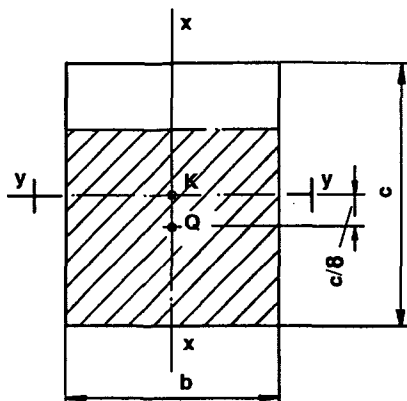


Рис. 7.19. Распределение нагрузки в глубоких кабинах (глубина больше ширины)

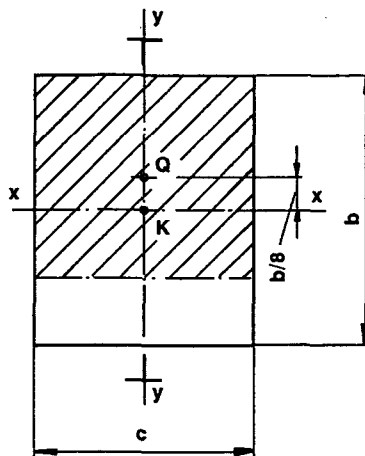


Рис. 7.20. Распределение нагрузки в широких кабинах (ширина больше глубины)

В. Условия передвижения (нормальная работа)

Напряжение изгиба

Расположение боковых и поперечных сил, действующих на направляющие, показано на рис. 7.16 в разделе 7.2.2.

Предполагается, что нагрузка равномерно распределена на три четверти площади пола кабины в наиболее неблагоприятном положении.

Следует выполнить расчет напряжения изгиба для лифтов с эксцентричным расположением направляющих или с консольной подвеской.

Для типовых конструкций лифтов напряжение изгиба не велико.

Расчет будет выполнен для случая двухосного изгиба – см. рис.7.21.

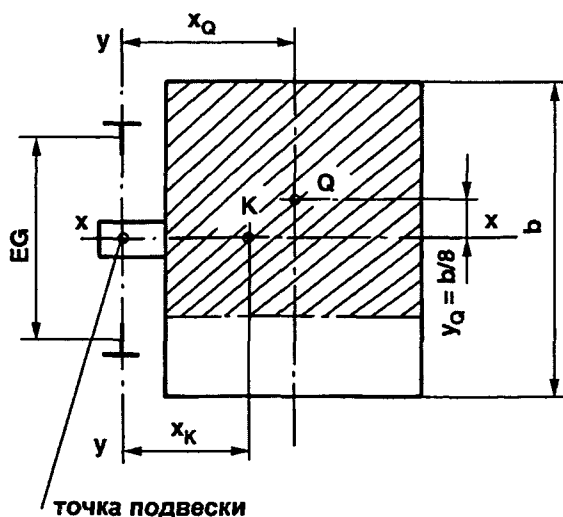


Рис. 7.21. Распределение нагрузки для расчета напряжения изгиба

Боковая сила:

$$F_x = \frac{K \cdot g_n \cdot x_K}{2 \cdot h} + \frac{Q \cdot g_n \cdot (EG/2 + y_Q) \cdot x_Q}{EG \cdot h}, \quad (\text{Н}). \quad (7.26)$$

Поперечная сила:

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot y_Q}{h}, \quad (\text{Н}). \quad (7.27)$$

Максимальные изгибающие моменты можно получить из формул, если $h < 1,5 l$ (h – расстояние между центральными точками направляющих башмаков).

$$M_{ox} = 0,22 \cdot F_x \cdot l, \quad (\text{Н мм}), \quad (7.28)$$

$$M_{oy} = 0,2 \cdot F_y \cdot l, \quad (\text{Н мм}), \quad (7.29)$$

если $h \geq 1,5l$

$$M_{ox} = 0,2 \cdot F_x \cdot l, \quad (\text{Н мм}), \quad (7.30)$$

$$M_{oy} = 0,17 \cdot F_y \cdot l, \quad (\text{Н мм}). \quad (7.31)$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_x = \frac{M_{ox}}{W_y}, \quad (\text{Н мм}), \quad (7.32)$$

$$\sigma_y = \frac{M_{oy}}{W_x}, \quad (\text{Н мм}). \quad (7.33)$$

Если конфигурация отличается от показанной на рис. 7.21, силы F_x и F_y должны быть рассчитаны соответствующим образом. Одновременное действие F_x и F_y происходит только в случае двуосного изгиба.

Прогиб

Прогиб в плоскости направляющих ($y - y$) рассчитывается по формуле:

$$\delta_y = C_2 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{E \cdot J_x}, \quad (\text{мм}), \quad (7.34)$$

где l – максимальное расстояние между центральными точками кронштейнов крепления пролета направляющей, (мм), E – модуль упругости направляющей (Н/мм²), J_x – момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси $x - x$ поперечного сечения (мм⁴).

C_2 дано в табл. 7.13 и зависит от количества пролетов неразрезной балки.

Прогиб в плоскости $x - x$, перпендикулярной плоскости направляющих, может рассчитываться по формуле:

Таблица 7.13

Значения величины коэффициента C_2

Число пролетов	C_2
2	0,01500
3	0,01458
4 или более	0,01455

$$\delta_x = C_3 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{E \cdot J_y}, \text{ (мм)} \quad (7.35)$$

где J_y – момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси у-у поперечного сечения (мм^4).

Если вертикальное расстояние между центральными точками направляющих башмаков $h < 1,5 l$, C_3 – можно будет определить по графику на рис.7.22 в зависимости от числа пролетов и величины соотношения графике 7.22, оно зависит от количества пролетов неразрезной балки и отношения s/l ; $s = h - l/2$. Для $h \geq 1,5 l$, $C_3 = C_2$ (табл. 7.13).

Максимальная величина прогиба в обоих направлениях не должна превышать 3 мм.

Рис. 7.22. График для определения коэффициента C_3

С. Загрузка (разгрузка)

Предполагается, что определенная часть номинальной нагрузки $F_s = f_1 \cdot Q \cdot g_n$ действует на порог входа кабины.

Принимаются следующие значения величины f_1 :

$f_1 = 0,4$ для пассажирских лифтов,

$f_1 = 0,75$ для грузовых лифтов без загрузки вилочными погрузчиками или подобными устройствами или, если в случае загрузки вилочными погрузчиками вес вилочного погрузчика включен в Q ,

$f_1 = 1,25$ для грузовых лифтов, если вес вилочного погрузчика не включен в Q .

Основные формулы для одноосного изгиба (см. рис. 7.23):

Поперечная сила нагрузки направляющей:

$$F_x = \frac{f_1 \cdot Q \cdot g_n \cdot c}{4 \cdot h}, \quad (\text{Н}). \quad (7.36)$$

Изгибающий момент:

если $h < 1,5 l$,

$$M_{ox} = 0,22 \cdot F_x \cdot l, \quad (\text{Н} \cdot \text{мм}), \quad (7.37)$$

если $h \geq 1,5 l$,

$$M_{ox} = 0,2 \cdot F_x \cdot l, \quad (\text{Н} \cdot \text{мм}). \quad (7.38)$$

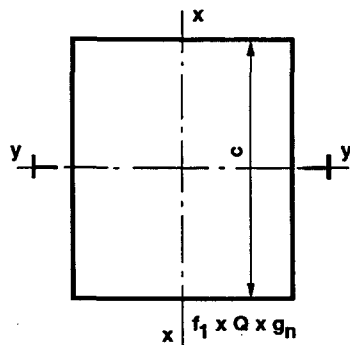


Рис. 7.23. Схема для одноосного изгиба

Напряжение изгиба:

$$\sigma_x = \frac{M_{ox}}{W_y}, \quad (\text{Н/мм}^2). \quad (7.39)$$

Прогиб:

$$\delta_x = C_3 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{E \cdot J_y}, \quad (\text{мм}). \quad (7.40)$$

C_3 можно определить по графику на рис. 7.22.

В случае двухосного изгиба (т.е. где применяются двери одностороннего открывания) – см. рис. 7.24.

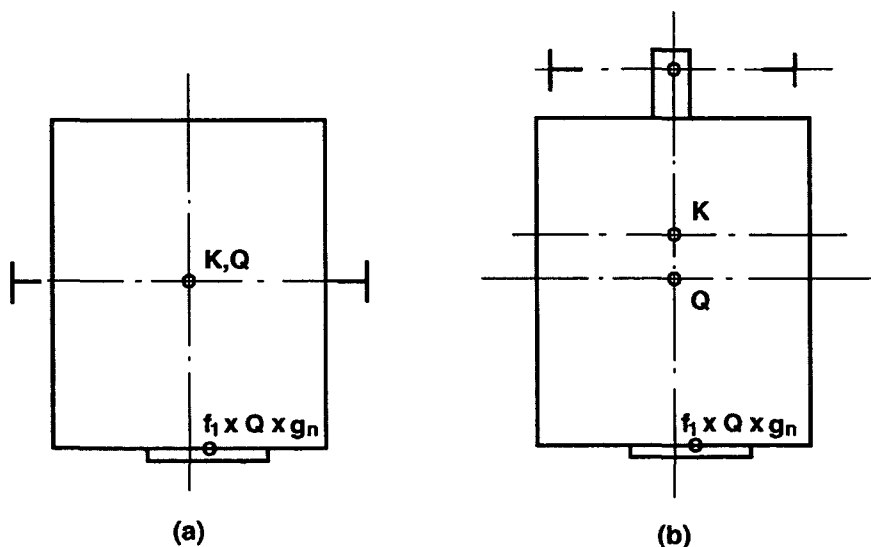


Рис. 7.24. Схема для двухосного изгиба

Методы расчета напряжений и прогибов такие же, как и для нормальных эксплуатационных условий.

На рис. 7.24 (а) показана кабина с центральной подвеской и дверями бокового открывания и (б) консольная кабина. Эта конфигурация может создать проблемы в отношении деформации направляющих и может привести к использованию направляющих большого размера.

Максимально допускаемое напряжение должно быть таким же, как и для нормальной работы.

Максимальный прогиб не должен превышать 5 мм в обоих направлениях.

7.3. Типы направляющих башмаков

И кабина, и противовес должны оборудоваться на каждой направляющей верхними и нижними направляющими элементами, закрепленными на раме.

Существует два основных типа направляющих башмаков, а именно:

(а) башмаки скольжения,

(б) роликовые башмаки..

(а) Башмаки скольжения в настоящее время используются для низких и средних скоростях, приблизительно до 2 м/с.

Трение скольжения может создавать значительное сопротивление движению кабины, особенно при наличии башмаков с предварительным пружинным поджатием, которое обеспечивает постоянное давление на направляющие.

В основном используются башмаки поворотного типа с вкладышами, выполненными из неопрена или подобного материала.

Башмаки изготавливаются из чугунного или стального литья и облицовываются специальными вкладышами.

В настоящее время стала стандартной практика применения пластиковых материалов для вкладышей, таких, как нейлон, с низким коэффициентом трения, хорошими свойствами плавного скольжения и износостойкостью.

Кроме того, вкладыши амортизируют ударные нагрузки и компенсируют смещение направляющих.

Иногда добавляется дисульфид молибдена для производства материала с повышенной износостойкостью, что гарантирует еще более долгий срок службы.

Неповоротный башмак скольжения, изготовленный компанией I.G.V. Milano (Италия), и оснащенный тремя нейлоновыми вкладышами, показан на рис. 7.25.

Поворотный башмак скольжения того же изготовителя представлен на рис. 7.26.

При использовании башмаков скольжения направляющие смазываются для уменьшения сопротивления трению и износу, и улучшения условий передвижения.

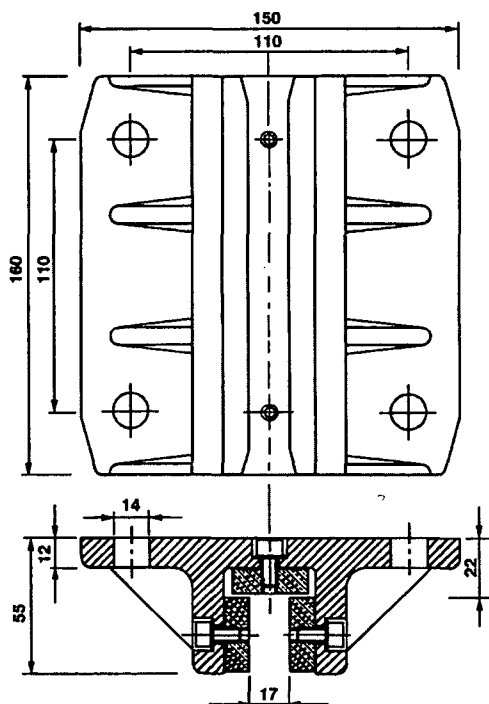


Рис. 7.25. Неповоротный башмак скольжения (I.G.V.)

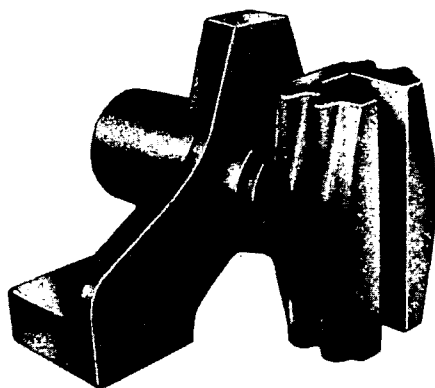


Рис. 7.26. Поворотный башмак скольжения (I.G.V.)

В настоящее время применяются автоматические смазывающие устройства, использующие тяжелые масла или консистентные смазки.

Они монтируются прямо на верхние направляющие башмаки кабины или противовеса и должны гарантировать равномерное обслуживание всей поверхности скольжения направляющей.

Следует отметить, что сохранение физических и химических свойств масляной пленки нелегко, т.к. пленка подвергается негативному воздействию окружающей среды, таким, как грязь, осаждение пыли, изменение внешней температуры и влажности, кислорода воздуха и т.д.

(b) Роликовые башмаки являются неотъемлемой частью скоростных лифтов, но плавность движения и экономия энергии, связанное с уменьшением трения, оправдывает их использование на лифтах со средней скоростью.

Роликовые башмаки состоят из подпружиненных роликов, которые находятся в постоянном контакте с направляющей.

Так как ролики оборудованы специальными ободами, то минимизирован уровень шума и вибрации, а качество перемещения улучшено, поскольку исключен контакт металла с металлом.

В настоящее время применяются ролики большого диаметра, в результате чего обеспечивается плавная работа и уменьшается фрикционное сопротивление.

Кроме того, они установлены на шариковых подшипниках.

Каждый ролик поддерживается установленным на оси качающимся рычагом, который автоматически обеспечивает его контакт с направляющей.

Для условий тяжелого режима иногда используется шесть попарно установленных ролика на подпружиненных рычагах.

Роликовые башмаки работают на сухих, несмазанных направляющих, поэтому скопление масла или консистентной смазки в приямке не происходит и опасность возгорания исключается.

Серьезное внимание следует уделять выбору ролика, так он оказывает существенное влияние на качество движения, шум и срок службы роликовых колес.

На рис. 7.27 показан роликовый башмак современной конструкции с резиновыми прокладками вместо цилиндрических стальных пружин (изготовлен Moline Accessories Co.).

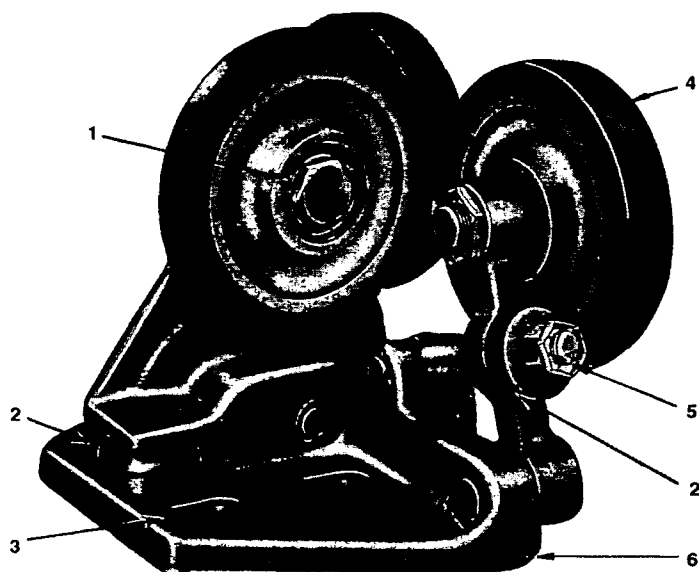


Рис. 7.27. Роликовый башмак с резиновыми прокладками (Moline Accessories Co.): 1 — два крупных прецизионных шарикоподшипника на колесо, 2 — резиновые прокладки, 3 — монтажные пазы для взаимозаменяемости башмаков, 4 — ролики с резиновыми ободами, 5 — болты для центровки и регулирования давления, 6 — литой корпус с механически обработанной опорной частью

ELSCO (Elevator Safety Company) производит полный спектр роликовых башмаков и поворотных башмаков скольжения, для того, чтобы удовлетворить требованиям номинальной нагрузки, скорости, размерам и условиям окружающей среды.

ELSCO использует два основных материала для роликовых башмаков: неопрен и полиуретан.

Неопрен очень мягкий, эластичный, резиноподобный материал с небольшой несущей способностью. Он подходит для большинства пассажирских и

грузовых лифтов общего назначения, где номинальная грузоподъемность не превышают 2500 кг, а сила давления между колесом и направляющей не более 350 Н. Это максимальное значение для гарантии оптимального технического срока службы колеса.

Неопрен облегчает быстрое возвращение первоначальной круглой формы ободам роликов после того, как лифт простоял всю ночь или не работал меньшее количество времени.

Неопрен является наиболее широко используемым материалом для ободов колеса (95% всех лифтов, имеющих роликовые башмаки), т.к. он обеспечивает наилучшие ходовые качества.

Полиуретан это твердый, похожий на пластик материал с большой несущей способностью.

Твердость увеличивает шум и делает движение менее плавным, чем с неопреном и, в результате, он главным образом используется для грузовых лифтов, где скорость не превышает 1,5 м/с и/или ходовые качества и комфорт не имеют приоритетного значения.

Полиуретан следует использовать только при высокой номинальной нагрузке, когда увеличенное давление роликов превышает допустимую для неопрена величину.

На рис. 7.28 показана трех колесная конструкция роликового башмака **Model B** фирмы **ELSCO**, предназначенная для лифтов средней скорости и грузоподъемности. Рычаг каждого колеса находится под действием отдельной пружины, что позволяет башмаку обеспечивать плавное движение даже в случае небольшого искривления направляющей.

Рычаги обеспечивают постоянный контакт колес с направляющей.

Два прецизионных шарикоподшипника запрессованы в ступицы каждого колеса в чистых и температурно контролируемых условиях.

Роликовые башмаки модели В изготавливаются методом литья из ковкого или вязкого чугуна с высоким пределом прочности на растяжение. Это гарантирует еще большую стабильность, безопасность и долгий срок службы оборудования.

Конструкция роликового башмака **ELSCO Model A** со с двойными колесами показана на рис. 7.29.

Модель А с шестью колесами, оснащенными неопреновыми ободами, идеально подходит для скоростных пассажирских лифтов, где первостепенное значение имеют низкий уровень шума и ходовые качества.

Модификация модели А с ободами колес из твердого полиуретана становится совершенным решением для тяжело нагруженных грузовых лифтов с номинальной грузоподъемностью до 12000 lbs (приблизительно 5400 кг).

«Подвижная балка действия» боковых и торцевого рычагов подвески колес компенсирует несбалансированность нагрузки кабины или неблагоприятное влияние искривления направляющих.

Рис. 7.28. Трехколесный роликовый башмак (ELSCO Model B)

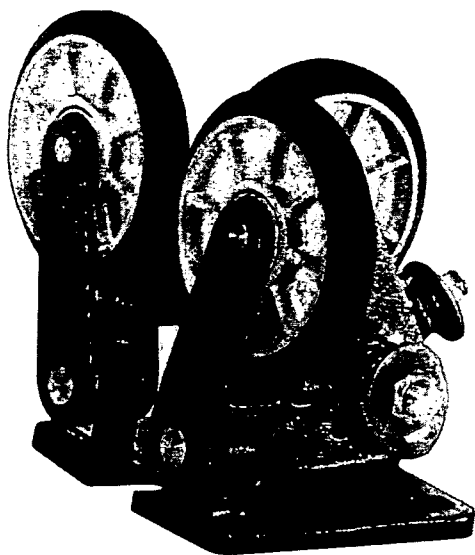
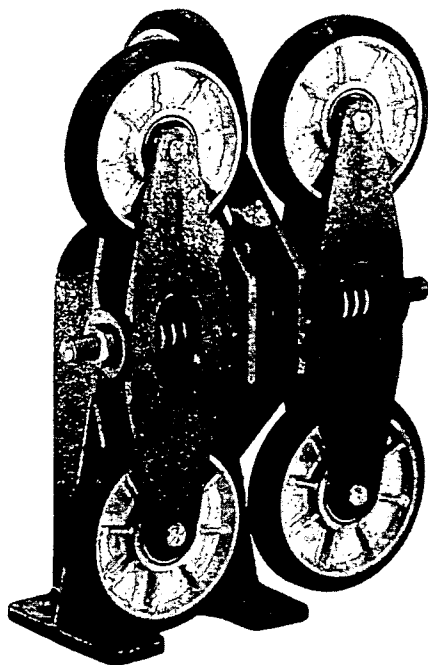


Рис. 7.29. Роликовый башмак с шестью колесами (ELSCO Model A)



Полностью отрегулированные, стабилизирующие пружины позволяют кабине лифта перемещаться между направляющими, устраняя толчки и вибрацию, которые влияют на ходовые качества.

Использование шести колес, действующих на направляющие, приводит к наиболее благоприятному распределению нагрузки, т.к. количество точек контакта роликового башмака удваивается.

Точность в размерах очень высокая. Внутреннее отверстие вод установку двух шариковых подшипников в ступице колеса обработана с точностью 0,0127 мм и поверхность колеса отшлифована или обточена на станке с погрешностью 0,051 мм в радиальном направлении.

На рис. 7.30 показан чертеж полностью разобранного роликового башмака Model A.

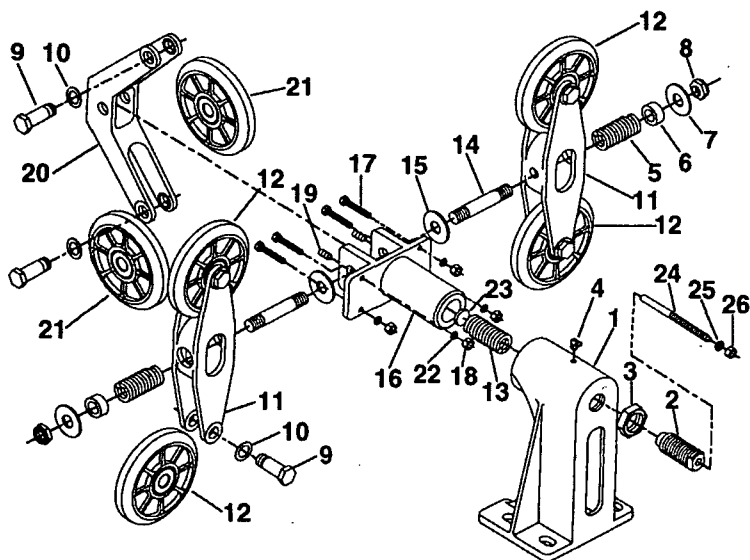


Рис. 7.30. Разобранный роликовый башмак Model A (ELSCO): 1 – кронштейн, 2 – регулировочный винт ступицы, 3 – регулировочная гайка ступицы, 4 – пресс-масленка, 5 – пружина бокового рычага, 6 – фибровая втулка, 7 – плоская шайба; 8 – стопорная гайка, 9 – палец колеса; 10 – стопорная шайба пальца колеса, 11 – боковой рычаг, 12 – неопределенное колесо, 13 – пружина ступицы, 14 – палец бокового рычага, 15 – резиновая шайба, 16 – ступица, 17 – регулировочный винт бокового рычага, 18 – шестигранная гайка, 19 – установочный винт, 20 – торцевой рычаг, 21 – неопределенное колесо, 22 – стопорная шайба, 23 – шайба опорная, 24 – регулировочный винт, 25 – стопорная шайба, 26 – гайка

На рис. 7.31 показана наиболее престижная конструкция роликового башмака ELSCO для лифтов с очень высокой скоростью. Как и в Model A, она включает шесть попарно установленных роликовых колес. Колеса имеют диаметр 10 дюймов (250 мм).

Каждое колесо проверяется на точность линейных размеров и испытывается при 100% напряжении для того, чтобы гарантировать необходимое сцепление обода и ступицы.

Пример 7.1

Для лифта, упомянутого в примерах 2.2, 3.2, 3.4 и 5.1 определим напряжение и прогиб в направляющих при рабочих условиях в соответствии с разделом 7.2.5.

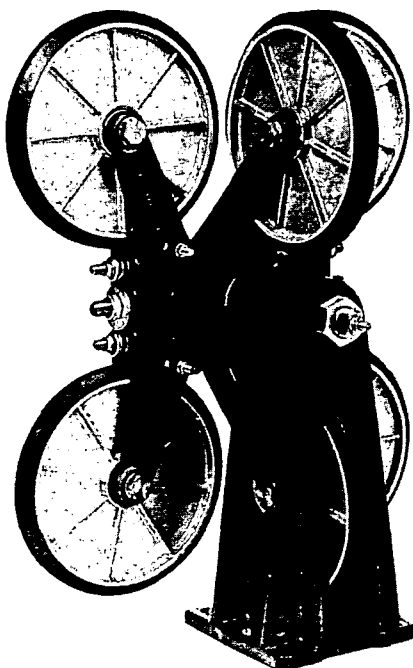


Рис. 7.31. Роликовый башмак для высокой скорости (ELSCO)

Дополнительные параметры.

Профиль направляющей: Т 90/В – основные размеры $90 \times 75 \times 16$ мм (см. табл. 7.1) с пределом прочности 370 Н/мм^2 .

$$J_x = 102,2 \cdot 10^4 \text{ мм}^4. \quad J_y = 52,0 \cdot 10^4 \text{ мм}^4. \quad W_x = 20,9 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \quad W_y = 11,9 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

$$i_x = 25,0 \text{ мм.} \quad i_y = 17,6 \text{ мм.} \quad S = 17,2 \cdot 10^2 \text{ мм}^2.$$

Вертикальное расстояние между направляющими башмаками: $h = 2950$ мм.

Расстояние между кронштейнами направляющей: $l = 3300$ мм.

Ширина кабины: $b = 1600$ мм.

Глубина кабины: $c = 1400$ мм.

Эксцентриситет: $e \approx 27,5$ мм.

Применен ловитель плавного торможения.

Работа ловителя

Напряжение продольного изгиба

Гибкость:

$$\lambda = \frac{l}{i_y} = \frac{3300}{17,6} = 187,5 > 105.$$

Тормозная сила ловителя плавного торможения

$$F_b = 2 \cdot \frac{Q + K}{n} \cdot g_n = 24525 \text{ Н.}$$

Коэффициент продольного изгиба для $\lambda = 187,5$ и стали со пределом прочности 370 Н/мм^2 (см. табл. 7.11)

$$\omega = 5,94.$$

Напряжение продольного изгиба:

$$\sigma_k = \frac{F_b \cdot \omega}{S} = \frac{24525 \cdot 5,94}{17,2 \cdot 10^2} = 84,697 \text{ Н/мм}^2.$$

Благодаря значению λ напряжение при комбинированном действии сжатия и изгиба должны иметь меньшую величину:

$$\sigma = F_b \cdot \left(\frac{1}{S} + C_1 \cdot \frac{e}{W_x} \right) = 24525 \cdot \left(\frac{1}{17,2 \cdot 10^2} + 0,616 \cdot \frac{27,5}{20,9 \cdot 10^3} \right) = 34,137 \text{ мм}^2.$$

Напряжение продольного изгиба имеет решающее значение и максимально допустимое значение 205 Н/мм^2 для стали с пределом прочности 370 Н/мм^2 в соответствии с EN 81-1:1998 не было превышено.

Нормальная работа (условие движения)

Предполагается, что двусосный изгиб будет соответствовать рис. 7.32. Эта конфигурация неточно соответствует спецификации по распределению нагрузки на 75% площади пола кабины. Упрощение, принятое в этом расчете, ведет к распределению нагрузки на 76,5% площади пола. Эта неточность не влияет на правильность расчета.

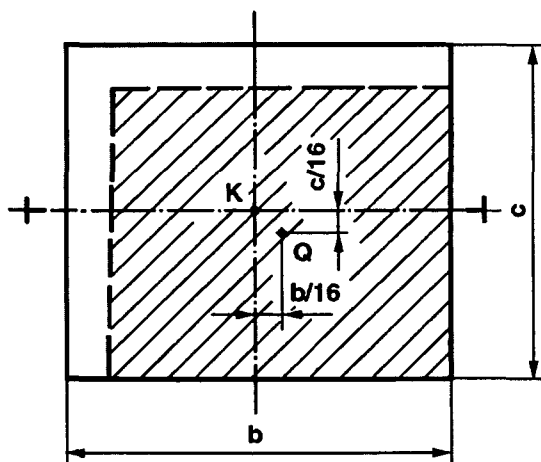


Рис. 7.32. Схема для расчета напряжения и прогиба

Поперечные силы, действующие на направляющие

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot b}{16 \cdot h} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1600}{16 \cdot 2950} = 332,54 \text{ Н},$$

$$F_x = \frac{5 \cdot Q \cdot g_n \cdot c}{128 \cdot h} = \frac{5 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 1400}{128 \cdot 2950} = 181,86 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты

$$M_{ax} = 0,22 \cdot F_x \cdot l = 132,03 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$M_{oy} = 0,2 \cdot F_y \cdot l = 219,475 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_x = \frac{M_{ax}}{W_y} = 11,095 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_y = \frac{M_{oy}}{W_x} = 10,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения изгиба при нормальной работе очень низкие.

Прогибы в отдельных плоскостях

$$\delta_y = C_2 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{E \cdot J_x} = 0,01455 \cdot \frac{332,54 \cdot 3,3^3 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 102,2 \cdot 10^4} = 0,81 \text{ мм},$$

$$\delta_x = C_3 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{E \cdot J_y} = 0,0193 \cdot \frac{181,86 \cdot 3,3^3 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 52 \cdot 10^4} = 1,155 \text{ мм}.$$

Коэффициент C_3 определен по графику на рис. 7.22 в зависимости от соотношения s/l .

$$s = h - \frac{l}{2} = 2950 - \frac{3300}{2} = 1300 \text{ мм},$$

$$\frac{s}{l} = \frac{1300}{3300} = 0,3939,$$

$$C_3 = 0,0193.$$

Прогиб меньше 3 мм.

Загрузка (разгрузка)

Сила, действующая на порог кабины в центральной точке, рассчитывается по формуле:

$$F_s = f_1 \cdot Q \cdot g_n = 0,4 \cdot 630 \cdot 9,81 = 3924 \text{ Н}.$$

Допустим, что кабина оборудована дверями центрального открывания, и имеет место одноосный изгиб.

Поперечная сила, действующая на направляющую

$$F_x = \frac{F_s \cdot b}{4 \cdot h} = \frac{3924 \cdot 1,4}{4 \cdot 2,95} = 465,56 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент для $h > 1,5 \text{ л}$

$$M_{\alpha x} = 0,2 \cdot F_x \cdot l = 0,2 \cdot 465,56 \cdot 3,3 \cdot 10^3 = 307,27 \cdot 10^3 \text{ Н·мм.}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_x = \frac{M_{\alpha x}}{W_y} = \frac{307,27 \cdot 10^3}{11,9 \cdot 10^3} = 25,82 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжение изгиба довольно низкое.

Прогиб

$$\delta_x = C_3 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{E \cdot J_y} = 0,0193 \cdot \frac{465,56 \cdot 3,3^3 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 52 \cdot 10^4} = 2,957 \text{ мм.}$$

Прогиб меньше допустимого значения 5 мм.

Спроектированная направляющая соответствует всем требованиям.

8. ЛОВИТЕЛИ

8.1. Общие положения

Кабина каждого лифта, которая подвешивается проволочными канатами или цепями и может использоваться людьми с целью транспортировки или доставки грузов на площадки, должна контролироваться ловителем. Противовес должен быть оборудован ловителем, когда под шахтой лифта находится заселенное людьми пространство.

Ловитель – это механическое устройство для остановки кабины (или противовеса) захватом направляющих в случае, если скорость кабины достигает предварительно определенной величины при перемещении вниз независимо от причины, по которой увеличилась скорость.

Ловитель обычно расположен под нижними элементами конструкции каркаса кабины и работает на одной паре направляющих. Работа должна быть одновременной на обеих направляющих так, что пол кабины с равномерно распределяемой нагрузкой должен отклоняться не более чем на 5% от нормального положения (в США 3,1%).

Предварительно установленная величина скорости кабины (противовеса), при которой она должна быть остановлена, – это скорость срабатывания ограничителя скорости.

Ловитель противовеса может быть приведен в действие либо от устройства контроля подвески, либо канатом безопасности, если номинальная скорость не превышает 1 м/с.

На ограничителе скорости должно быть смонтировано устройство (выключатель превышения скорости), которое должно разорвать цепь управления раньше или в момент срабатывания ограничителя.

Ловители кабины классифицируются на основе их рабочих характеристик:

(1) *Ловитель резкого торможения*, который оказывает быстро увеличивающееся давление на направляющие в процессе остановки.

Время остановки и расстояние очень короткие; так как не введен податливый элемент для того, чтобы ограничить тормозную силу и путь торможения. Этот тип может применяться при номинальных скоростях, не превышающих 0,63 м/с в Европе, но до 0,76 м/с в США.

Режим работы кабины или противовеса при применении этого типа ловителя не может быть ни точно спрогнозирован, ни рассчитан и должен оцениваться экспериментально.

(2) *Ловитель резкого торможения с амортизирующим эффектом* включает податливую систему энергонакапливающего типа с амортизирующим возвратным движением или энергорассеивающего типа.

Он обычно состоит из одного или большего количества масляных буферов, вставленных между нижними элементами конструкции каркаса кабины и

поперечной планкой безопасности, установленной на направляющих, и создающей тормозные силы в процессе рабочего хода амортизаторов. Тормозной путь равен эффективному ходу амортизаторов.

Они могут использоваться при номинальной скорости до 1 м/с в Европе и до 2,5 м/с в США.

(3) *Плавного торможения* создают ограниченное давление на направляющие в процессе остановки.

После полного включения ловителя действуют постоянные тормозные силы.

Время остановки и тормозной путь зависят от массы останавливаемой движущейся системы и скорости, при которой начинает действовать ловитель.

Этот тип может применяться при номинальных скоростях выше 1 м/с (в Европе).

Если на кабине устанавливаются ловители, действующие в 2 направлениях, они должны быть плавного торможения.

Снятие кабины с ловителей должно производиться только при её движении вверх; после этого ловитель должен быть готов к дальнейшей работе.

8.2. Ограничитель скорости

Ограничитель скорости обычно расположен в машинном помещении. Если он расположен в шахте, он должен быть доступен извне шахты.

На рис. 8.1 показана схема системы ограничителя скорости.

Ограничитель имеет канат (1), проходящий вокруг блока ограничителя (2), вниз до натяжного блока (3) в приемке и снова к блоку ограничителя.

Система приводится в действие кабиной, к которой прикреплен канат ограничителя в точке (4).

Когда канат ограничителя достигает скорости срабатывания, ограничитель останавливает канат. Так как кабина продолжает двигаться вниз, натяжение каната ограничителя увеличивается и превышает значение, необходимое для включения ловителя, и в результате ловитель вступает в работу.

В соответствии с EN 81-1, скорость срабатывания ограничителя, при которой включается ловитель кабины, должна быть минимум 115% номинальной скорости и не более:

(а) 0,8 м/с для ловителей резкого торможения, кроме заклинивающего ролика;

(б) 1,0 м/с для ловителей с заклинивающим роликом;

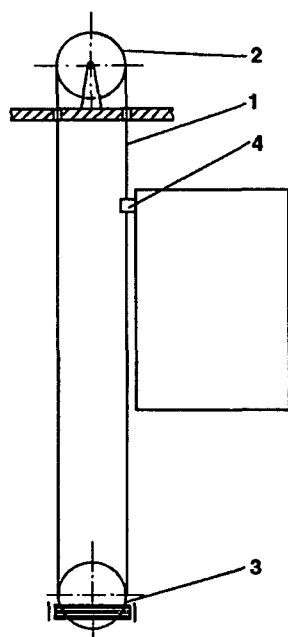


Рис. 8.1. Схема системы ограничителя скорости: 1 — канат ограничителя, 2 — шкив ограничителя, 3 — натяжной блок; 4 — точка крепления

(с) 1,5 м/с для ловителей резкого торможения с амортизирующим эффектом или ловителей плавного торможения, используемых при номинальной скорости $\leq 1,0$ м/с.

(d) $1,25 v + (0,25/v)$, где v – номинальная скорость (м/с), для других типов ловителей.

Для номинальной скорости больше 1,0 м/с рекомендуется, чтобы скорость срабатывания была близка к верхнему скоростному пределу.

Скорость срабатывания ограничителя скорости противовеса должна быть выше, чем кабины, но не более чем на 10%.

В США нижний предел скорости срабатывания ограничителя скорости кабины такой же, как это определено в EN 81–1. В табл. 8.1 дан верхний предел в зависимости от номинальной скорости, а также величина скорости кабины, при которой работает выключатель превышения скорости.

Таблица 8.1

Максимальные скорости срабатывания ограничителя скорости кабины

Номинальная скорость (м/с)	Максимальная скорость срабатывания ограничителя скорости (м/с)	Максимальная скорость кабины, при которой начинает действовать выключатель превышения скорости (м/с)
0÷0,635	0,889	0,889*
0,762	1,067	1,067*
0,889	1,270	1,143
1,017	1,423	1,281
1,143	1,565	1,408
1,270	1,713	1,540
1,525	2,008	1,804
1,779	2,297	2,069
2,033	2,592	2,333
2,287	2,887	2,602
2,541	4,177	2,862
3,050	3,762	3,573
3,558	4,346	4,128
4,067	4,931	4,682
4,575	5,516	5,241
5,083	6,100	5,795
5,592	6,710	6,375
6,100	7,320	6,954
6,609	7,930	7,534
7,117	8,540	8,113
7,625	9,151	8,693
8,134	9,761	9,273
6,642	10,371	9,852
9,151	10,981	10,432
9,659	11,591	11,011
10,167	12,201	11,591

*Переключатель превышения скорости не требуется на ограничителях скорости кабины.

Для номинальной скорости больше 7,62 м/с (1500 fpm) максимальная скорость срабатывания не должна превышать 120% номинальной скорости. Скорость срабатывания ограничителя скорости противовеса в США такая же, как и в Европе.

Для преобразования величин fpm в м/с: $1 \text{ м/с} \approx 196,7 \text{ fpm}$

Сила, вызванная ограничителем скорости в канате при его срабатывании должна быть минимум 300 Н или в два раза больше необходимой для включения ловителя, но не больше этой величины.

Диаметр каната ограничителя скорости должен быть минимум 6 мм (9,5 мм в США) и для расчета минимальной тормозной нагрузки коэффициент запаса должен быть принят не менее 8 (5 в США).

В Европе минимальная величина соотношения рабочего диаметра шкива ограничителя скорости и номинального диаметра каната принята равной 30, тогда как в США оно определяется в зависимости от номинальной скорости и числа прядей каната (табл. 8.2).

Таблица 8.2

Множители для определения рабочего диаметра шкива ограничителя скорости (США)

Номинальная скорость (м/с)	Число прядей (strand) каната	Множитель
$\leq 1,07$	6	42
$\leq 1,07$	8	30
$> 1,07$	6	46
$> 1,07$	8	32

Время срабатывания ограничителя скорости должно быть как можно меньше, чтобы облегчить работу ловителя и избежать избыточной скорости кабины.

Для ловителей плавного торможения максимально допустимое перемещение каната ограничителя скорости, необходимое для того, чтобы привести в действие механизм ловителей, определено в стандарте A17.1.

Для ловителей кабины оно зависит от номинальной скорости, как показано в табл. 8.3.

Для ловителей противовеса оно принято равным 1,07 м и не зависит от номинальной скорости.

Таблица 8.3

Максимально допустимое перемещение каната

Номинальная скорость (м/с)	Максимальное расстояние (м)
до 1,02	1,070
от 1,02 до 1,91	0,914
свыше 1,91	0,762

По конструктивному признаку, ограничители скорости могут быть маятникового и центробежного типа.

Центробежные ограничители скорости бывают с вертикальным валом или с горизонтальной осью вращения.

В большинстве случаев применяется последний тип.

Простота конструкции, высокое быстродействие, надежность в работе и минимальная потребность в пространстве для установки является его характерной особенностью.

На рис. 8.2 показан ограничитель скорости подобного типа. Он имеет два вращающихся вокруг оси подвижных груза (2), соединенных вместе тягой, гарантирующей одновременность их движения, и удерживаемых в определенном положении цилиндрическими пружинами.

Шкив ограничителя вращается в вертикальной плоскости; если скорость кабины лифта превышает номинальную величину до установленного значения, грузы расходятся под действием центробежных сил и отключают переключатель превышения скорости, который прекращает подачу энергии лифту и включает тормоз.

Если скорость кабины продолжает увеличиваться, дальнейшее движение грузов в сторону от оси вызывает выключение стопора (5), который удерживает качающуюся колодку (3) на расстоянии относительно каната ограничителя скорости.

Когда качающаяся колодка опускается, она прижмет канат ограничителя (1) к неподвижной колодке (4).

Эта колодка находится под действием предварительно сжатой пружины, отрегулированной регулировочным болтом для получения натяжения каната ограничителя необходимого для включения ловителя, так как канат ограничителя скользит между тормозными колодками (3 и 4) в процессе работы ловителя.

Тормозные колодки ограничителя должны быть необходимой формы и длины, чтобы при скольжении каната между тормозящими поверхностями не произошло его повреждения или деформации в процессе работы ловителя.

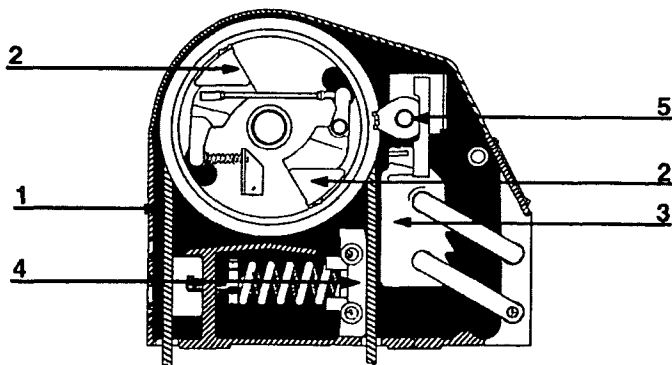


Рис. 8.2. Центробежный ограничитель скорости с горизонтальной осью вращения (Otis Elevator Co.)

На рис. 8.3 представлена фотография маятникового ограничителя скорости производства компании BODE Aufzüge GmbH (Германия).

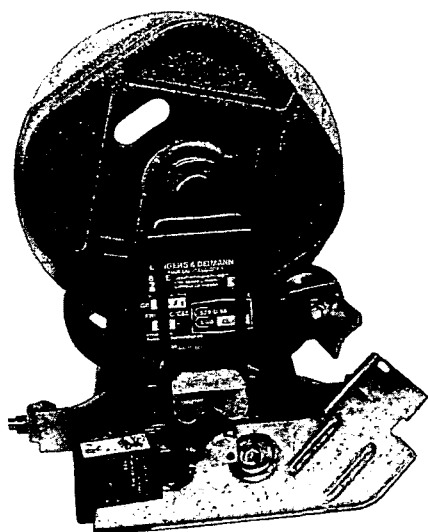


Рис. 8.3. Ограничитель скорости маятникового типа (BODE Aufzüge GmbH)

Шкив ограничителя имеет клиновой ручей для каната.

Трение в клиновом ручье очень высокое из-за относительно небольшого угла клинового профиля, и при остановке шкива канат ограничителя также останавливается.

Ограничитель оборудован установленным на оси двуплечим рычагом, на одном конце которого установлен ролик, а другой конец имеет форму зуба.

Шкив оснащен квадратным диском, к которому ролик прижимается с помощью цилиндрической пружины.

При нормальной работе ролик описывает профиль квадратного диска шкива ограничителя и, в результате, качается округ своей оси.

Кроме того, шкив оборудован зубчатыми упорами расположенными в плоскости зуба двуплечего рычага.

Когда ролик попадает на закругленные углы квадратного диска, его расстояние от оси вращения самое большое и зуб рычага попадает в область вращения зубчатых упоров квадрата.

До взаимодействия зуба рычага с зубчатыми упорами ролик попадает на плоскую часть квадратного диска, его расстояние от оси вращения уменьшает-ся и в результате зуб рычага уходит из области зацепления с упорами.

Когда скорость кабины увеличивается до заранее определенного значения (скорость шкива ограничителя также увеличивается), начинает действовать сила инерции ролика и зуб рычага не может уйти из зоны зацепления с упорами.

В результате, зуб рычага сцепляется с одним из упоров и останавливает шкив ограничителя и канат.

Практически в то же время приводится в действие выключатель ограничителя и прерывается цепь управления лифта.

Ограничитель скорости имеет небольшие размеры, простую конструкцию и абсолютно надежен в работе. Он используется для сравнительно небольших скоростей срабатывания при любом направлении вращения.

8.3. Ловитель резкого торможения

Ловитель резкого торможения может быть трех типов:

(1) *Клиновые ловители резкого торможения* были очень популярны много лет назад. Однако большинство из них было заменено на ловители с эксцентриком. Этот принцип сохранился в подпружиненных клещевых ловителях (см. рис. 8.9).

Клинья вставляются в наклонные литые чугунные блоки, прикрепленные к нижним частям каркаса кабины.

Два клина работают на каждой направляющей. Они соединены системой тяг и звеньев с канатом ограничителя.

Если канат останавливается ограничителем, относительное движение кабины и канат приводят к тому, что тяги механизма ловителя поднимаются вверх и клинья, соединенные с тягами вводятся в контакт с направляющими.

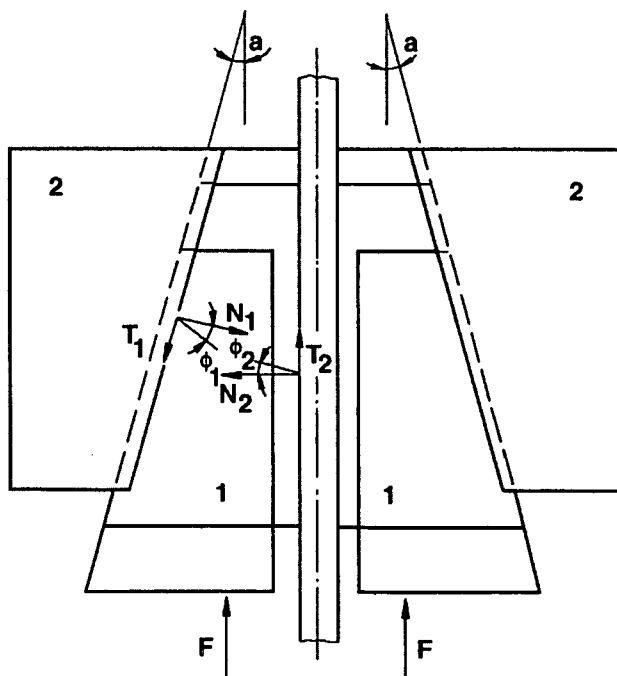


Рис. 8.4. Схема блока ловителя с клиньями:
1 — клин, 2 — направляющая колодка блока

Как только клинья касаются поверхности направляющей, происходит самозаклинивание и последующая работа ловителя больше не зависит от действия механизма включения.

Необходимое условие самозаклинивания:

$$\alpha \leq \phi_2 - \phi_1, \quad (8.1)$$

где α – угол клина, ϕ_2 – угол трения между клином и направляющей и ϕ_1 – угол трения между задней поверхностью клина и направляющей колодкой блока.

На рис. 8.4 показаны клинья (1) ловителя в выдвинутом и рабочем положениях. Силы, действующие на один клин, также показаны на рис. 8.4. Приняты следующие обозначения:

N – сила нормальной реакции,

T – тангенциальная сила реакции (сопротивление трению)

F – рабочее усилие включения клина в работу.

Сторона клина, обращенная к направляющей, часто имеет насечку для увеличения коэффициента трения между клином и направляющей, чтобы удовлетворить уравнению 8.1 и уменьшить скопление масла, смазки и грязи.

Работа ловителей резкого торможения характеризуется малой величиной времени торможения, тормозного пути и значительной величиной ускорения торможения.

Чем выше коэффициент трения между клином и направляющей, тем резче толчок, результатом чего является дискомфорт пассажиров и значительные напряжения в элементах каркаса кабины и направляющих.

По этой причине желательно, чтобы поверхность клина, обращенная к направляющей, была гладкой и, чтобы было обеспечено трение качения на его противоположной стороне.

Это в настоящее время делается для ловителей клещевого типа с упругим звеном, где задняя поверхность клиньев перемещается относительно хромированной обоймы с закаленными роликами.

На практике, угол клина составляет $\alpha = 6 \div 7^\circ$.

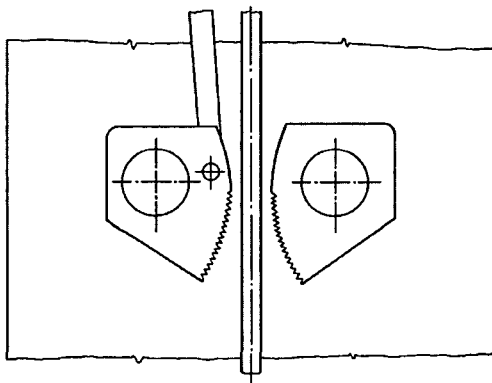
(2) *Эксцентрик* обычно состоит из двух закаленных стальных кулачков, в форме эксцентриков и имеющих мелкие зубья с каждой стороны направляющей.

Эксцентрики закреплены шпонками на концах двух соединительных валов: они связаны между собой так, что поворачиваются в противоположных направлениях при включении ловителя. Эта связь гарантирует одновременное движение всех четырех эксцентриков. Эксцентрики удерживаются в выключенном положении пружиной. Как правило, тяга управления соединена с одним эксцентриком (см. рис. 8.5).

На противовесе иногда применяется один эксцентрик с одной стороны направляющей, а с противоположной – буферная плита.

Так как такой ловитель имеет несимметричную конструкцию, существует тенденция отклонения направляющей от вертикали, пока блок ловителя будет двигаться по горизонтали в процессе выбора зазора между буферной плитой и направляющей. Это действие может увеличить время между моментом остановки каната ограничителя и фактическим началом работы ловителя.

Рис. 8.5. Эксцентриковый ловитель резкого торможения



Как можно увидеть на рис. 8.6, результирующая сила R , действующая между эксцентриком и направляющей, должна быть расположена так, чтобы получить вращающий момент в расчетном направлении, иначе последующая работа будет обусловлена продолжительным действием усилия в тяге управления, и давление на направляющую будет пропорционально натяжению каната ограничителя. На рис. 8.6 приняты следующие обозначения: N – сила нормальной реакции, а T – сила трение между эксцентриком и направляющей.

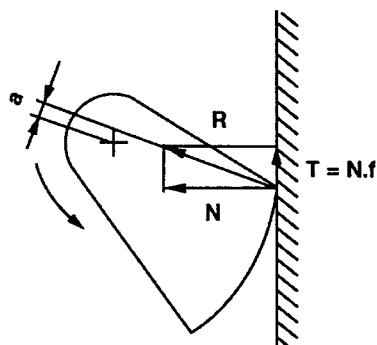


Рис. 8.6. Схема сил действующих на эксцентрик

Этот тип ловителя создает относительно высокое контактное давления, так как с направляющей взаимодействует только небольшая часть поверхности эксцентрика.

В результате, могут возникнуть большие напряжения в поверхности эксцентрика, что приведет к выкрашиванию зубьев насечки и повреждению поверхности направляющей.

(3) *Роликовые ловители* (рис. 8.7) обычно применяются в тихоходных, грузовых лифтах большой грузоподъемности.

Закаленный стальной ролик с насечкой (1) направляется клиновой поверхностью стального корпуса (6), который образует плоскую опорную плиту с противоположной стороны направляющей.

Ролик установлен на приводном рычаге управления (2), к которому прикреплена тяга (4).

Одновременная работа на обеих направляющих гарантируется установкой обоих рычагов управления на общем валу (3).

Когда ролик соприкасается с направляющей, корпус (6) движется в горизонтальном направлении вместе с блоком ловителя (5) так, что зазор на противоположной стороне легко может быть выбран.

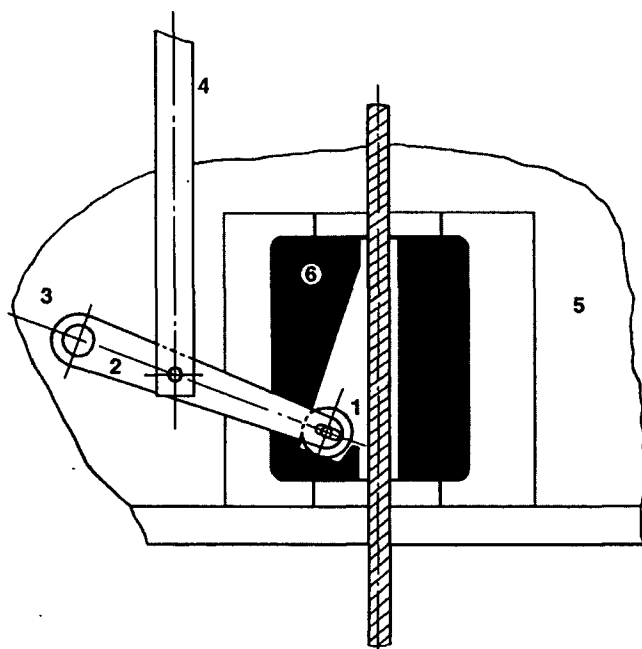


Рис. 8.7. Схема роликового ловителя: 1 – ролик, 2 – приводной рычаг, 3 – общий вал, 4 – тяга управления, 5 – блок ловителя, 6 – корпус

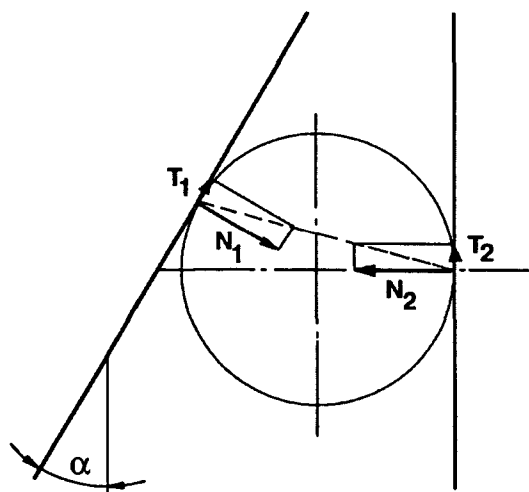


Рис. 8.8. Схема сил, действующих на ролик

Для дальнейшей работы (т.е. после достижения взаимодействия), независимо от функции механизма ловителя, должно быть выполнено следующее условие:

$$\alpha \leq \phi_2 + \phi_1, \quad (8.2)$$

где α – угол наклона направляющей поверхности корпуса (6), ϕ_1 – коэффициент трения между роликом и корпусом (6) и ϕ_2 – коэффициент трения между роликом и направляющей.

Все силы, действующие на ролик, отображены на рис. 8.8. Приняты следующие обозначения: N – нормальная сила реакции, T – сила тангенциальной реакции.

8.4. Ловитель плавного торможения

Если происходит свободное падение кабины с номинальным грузом, среднее ускорение торможения ловителем плавного торможения не должно превышать $1,0 g_n$, где g_n – стандартное ускорение свободного падения. Максимальный и минимальный тормозной пути определены в А17.1 на основе скорости срабатывания ограничителя.

Многие ловители плавного торможения разной конструкции были представлены изготовителями лифтов в прошлом и некоторые из них оказались весьма удачными во всех отношениях, и поэтому применяются до сих пор.

Ловители клещевого типа с упругим элементом используются наиболее часто.

Они состоят из двух ловителей (по одному на направляющую), надежно закрепленных болтами на нижних элементах конструкции каркаса кабины, связанных системой тяг и звеньев, обеспечивающих гарантию одновременности действия.

Подпружиненный клещевой ловитель для установок повышенной грузоподъемности показан на рис. 8.9, тогда как простая конструкция для лифтов малой и средней грузоподъемности представлена на рис. 8.10.

Принцип действия клещевых ловителей идентичен; разница заключается только в способе ограничения давления между тормозными клиньями и направляющей.

Конструкция ловителя (рис. 8.11, связанный с рис. 8.9) включает два клина (1), движущиеся на закаленных хромированных стальных роликах (2), установленных в обойме из не ферромагнитного материала (3) и перемещающихся в закаленных стальных пазах направляющей колодки (4).

Обойма фиксируется в своем исходном положении цилиндрической пружиной (6). Пазы с боковых сторон детали (4) облегчают относительное перемещение и точное выравнивание клина на направляющей.

Когда ловитель приводится в действие ограничителем скорости, клинья поднимаются тягами и соприкасаются с направляющей.

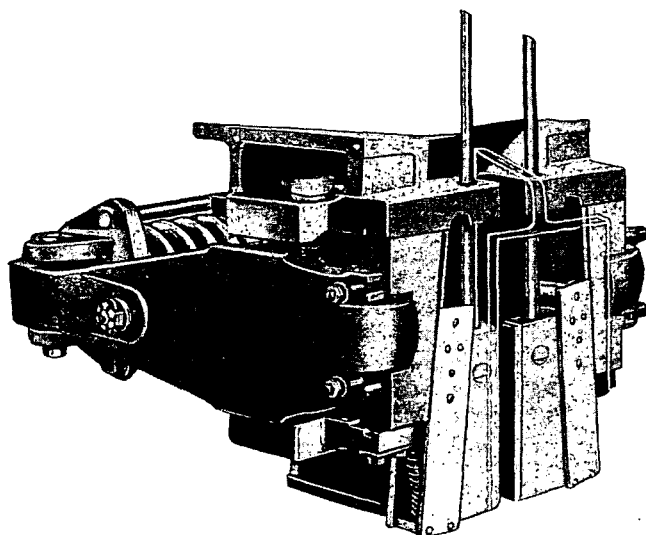


Рис.8.9. Подпружиненный клещевой ловитель для лифтов большой грузоподъемности (Otis Elevator Co.)

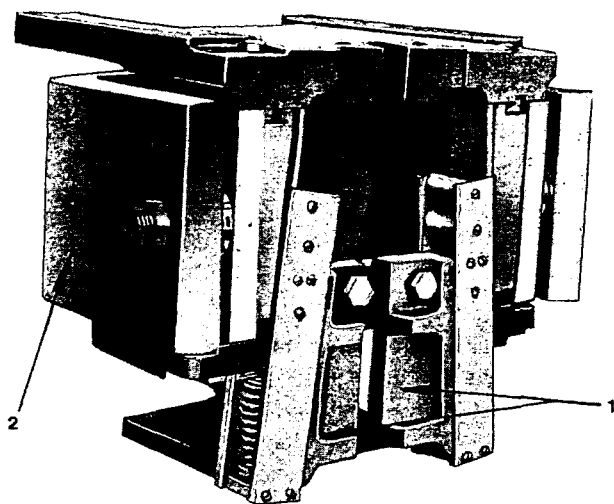


Рис. 8.10. Подпружиненный клещевой ловитель для лифтов малой и средней грузоподъемности (Otis Elevator Co.): 1 – клинья ловителя, 2 – компенсирующая U образная пружина

За этим следует процесс самозаклинивания независимо от действия механизма включения ловителя.

Как видно на рис. 8.12, направляющие колодки (1) смонтированы на поворотных рычагах (2), образующих клещевой захват и вращающихся относительно опорных шарниров.

Давление между клиньями (4) и направляющей ограничивается компенсирующей стальной пружиной (3) так, что оно не может превысить максимального предварительно установленного значения.

Рис. 8.11. Сборка зажима подпружиненного клещевого ловителя: 1 – клин, 2 – ролики, 3 – обойма, 4 – направляющая колодка, 5 – винт в сборе, 6 – цилиндрическая пружина

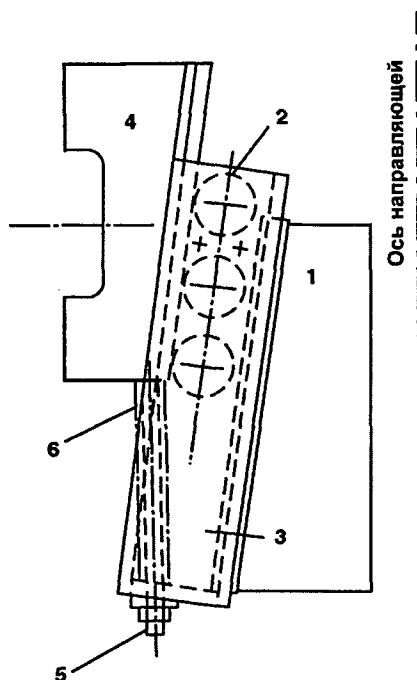
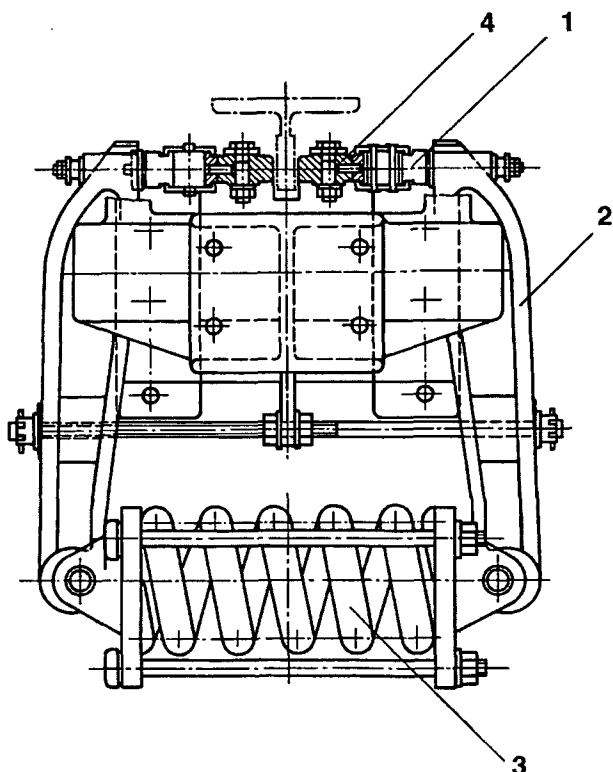


Рис. 8.12. Поворотные рычаги и компенсирующая пружина подпружиненного клещевого ловителя: 1 – направляющая колодка, 2 – поворотный рычаг, 3 – компенсирующая пружина, 4 – клин



После того, как максимальное значение было достигнуто, начинает действовать постоянная по величине тормозная сила, что приводит к плавной остановке кабины с относительно небольшим ускорением торможения.

У образная пружина, используемая в ловителе (рис. 8.10), заменяет цилиндрическую пружину и оба поворотных рычага.

Механизм включения ловителей представлен на рис. 8.13 и 8.14.

Оба конца каната ограничителя (1) прикреплены к двуплечему рычагу (2), установленному на оси горизонтального вала (3), который обеспечивает связь между компонентами, работающими на каждой из двух сторон направляющей.

Управляющие тяги (4 и 6) соединены напрямую с клиньями (7 и 8) ловителя (9).

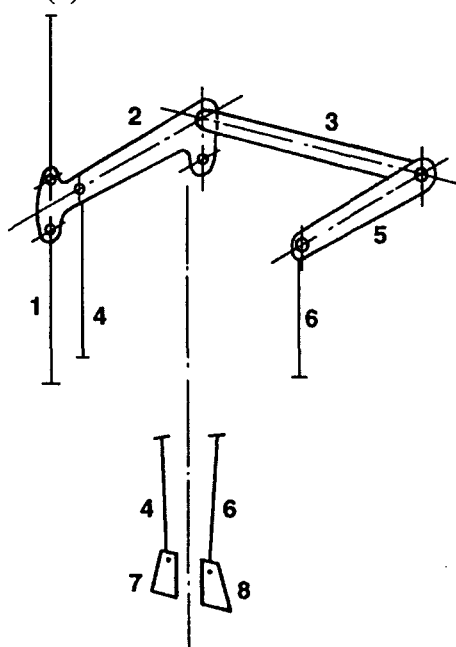


Рис. 8.13. Механизм включения подпружиненного клещевого ловителя

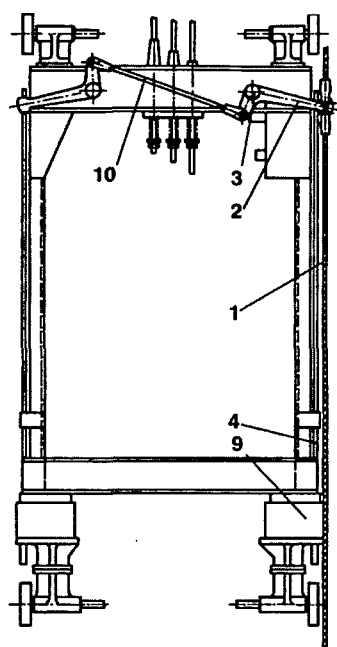


Рис. 8.14. Общий вид механизма включения подпружиненного клещевого ловителя:
1 – канат ограничителя скорости, 2 и 5 – рычаги, 3 – вал, 4 и 6 – тяги, 7 и 8 – клинья, 9 – ловитель, 10 – соединительная тяга

Другая сторона системы ловителя имеет аналогичную конструкцию; связь обеих сторон достигается с помощью соединительной тяги (10), которая на одном конце имеет правостороннюю резьбу и левостороннюю на другом так, что выравнивание обеих сторон легко достигается вращением тяги.

Эта устройство в настоящее время применяется в лифтах с большой высотой подъема. Регулируемая пружина встроена в систему соединения, чтобы избежать самопроизвольного включения ловителя под действием незначительных толчков на канате ограничителя в процессе перемещения кабины с нормальной скоростью.

В установках с небольшой высотой подъема верхний конец каната ограничителя обычно прикрепляется к механизму включения, а другой – к раме кабины. При такой конструкции система поддерживается в неподвижно исходном состоянии под действием грузов, прикрепленных к ттягам управления.

После остановки кабины, клинья ловителя продолжают сжимать направляющие и удерживать кабину в неподвижном положении.

Ловитель может быть выключено при подъеме кабины вверх.

Это устраняет самозаклинивание и клинья скользят назад к их исходному положению.

Нет необходимости в повторной регулировке для подготовки ловителя к последующей работе.

Этот тип ловителя имеет следующие характерные особенности:

- (а) плавное движение скольжения кабины после включения ловителя,
- (б) самозаклинивание клиньев ловителя делает окончательную остановку кабины независимой от каната ограничителя и механизма включения,
- (с) высокое быстродействие благодаря простому и эффективному механизму,
- (d) при большой площади контакта клинья и направляющие не повреждаются,
- (е) легкое снятие с ловителей; нет необходимости принудительного возврата в исходное положение,
- (f) легкое выравнивание положения клиньев и регулировка механизма включения.

Некоторые изготовители лифтов предпочитают использовать комплект тарельчатых пружин, вместо обычных цилиндрических.

Ловитель плавного торможения роликового типа стал популярным в Европе, особенно на пассажирских лифтах с электроприводом переменного тока.

Схема на рис. 8.15 показывает основные компоненты одного такого ловителя. Наклонная поверхность направляющей колодки была заменена двумя пластинчатыми пружинами, служащими направляющими для закаленного стального ролика с насечкой, приводимого в действие управляющей тягой.

При подъеме ролик соприкасается с направляющей и самозаклинивается между направляющей и пружинами.

Давление, действующее на направляющую, ограничивается пружинами; однако желательно, чтобы жесткость пружин не была слишком высокой. Контактное напряжение, повышенное из-за малой поверхности контакта, может привести к повреждению направляющей.

Ловитель плавного торможения KB 160 компании Wittur Aufzugteile GmbH + Co представлен на рис. 8.16 вместе с механизмом включения.

Ловитель имеет один подвижный клин и амортизированный упор на противоположной стороне направляющей.

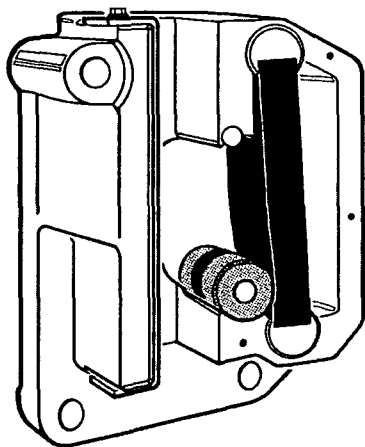


Рис. 8.15. Роликовый ловитель плавного торможения (Otis Elevator Co.)

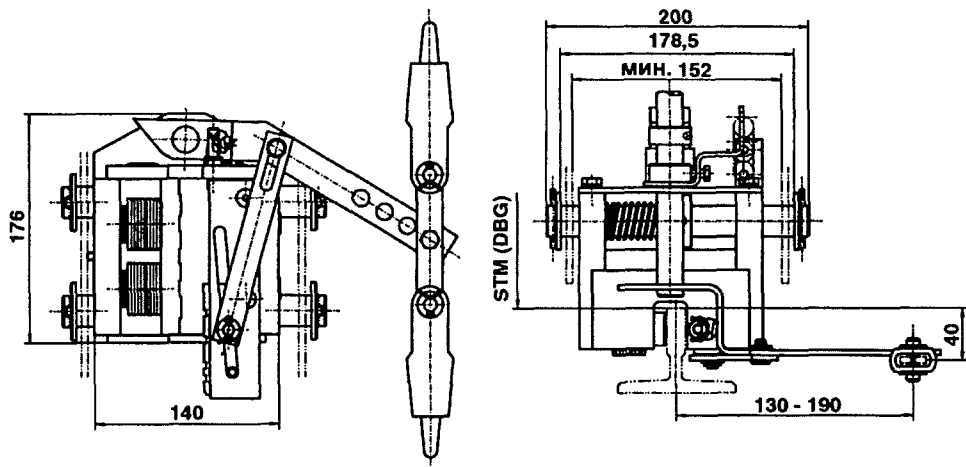


Рис. 8.16. Ловитель KB 160 с механизмом включения (Wittur Aufzugteile GmbH)

Тарельчатые пружины служат для ограничения величины поперечной силы давления на направляющую (сила нормальной реакции, которой прямо пропорциональна тормозная сила).

Ловитель подходит для направляющих с толщиной головки 8–16 мм. Пространственный вид ловителя представлен на рис. 8.17.

На рис. 8.18 показан ловитель, установленный между стойками каркаса кабины; боковая опорная стойка пола, резиновые амортизаторы пола и башмак скольжения, направляющий движение кабины.

Другой тип ловителя EB 75 того же самого изготовителя очень часто используется в установках двухстороннего действия. Он представлен на рис. 8.19 вместе с механизмом включения.

Он имеет эксцентрический кулачок и амортизированный упор на противоположной стороне направляющей. Тормозная сила ограничивается тарельчатыми пружинами.

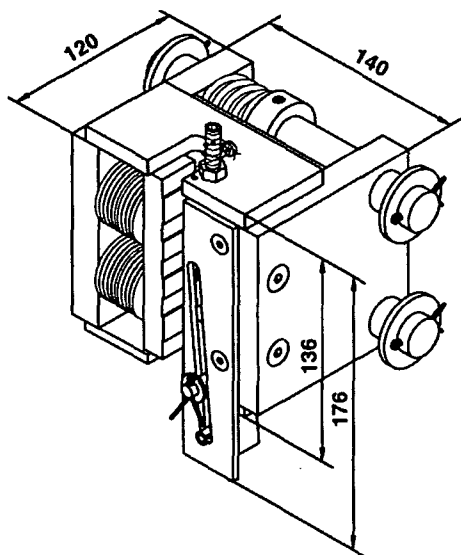


Рис. 8.17. Пространственный вид ловителя KB 160 (Wittur Aufzugteile GmbH)

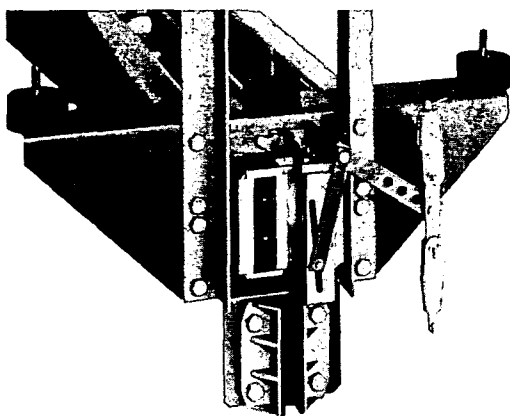


Рис. 8.18 Ловитель KB 160 (Wittur Aufzugteile GmbH)

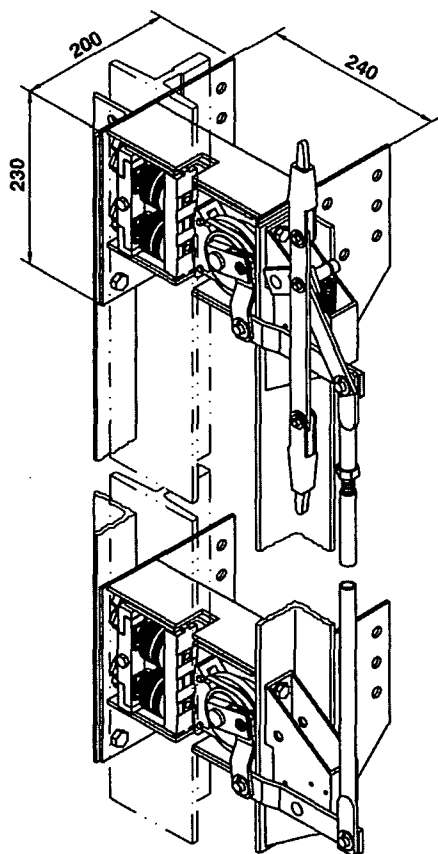


Рис. 8.19. Ловитель двухстороннего действия EB 75 (Wittur Aufzugteile GmbH)

Абсолютно новая конструкция ловителей плавного торможения на рынке появилась недавно. Эти ловители были спроектированы Доктором Камероном и производятся и распространяются компанией D&D Developments Ltd под маркой VG (Изменяемая геометрия).

В настоящее время ловители VG объединяют пять моделей с различными параметрами. Технические параметры и обозначения даны в табл. 8.4.

Идеология создания ловителей VG предусматривала возможность их работы в двух направлениях движения кабины и, в результате, все ловители VG могут быть переустановлены для торможения при движении вверх (см. раздел 8.5).

Таблица 8.4

Технические параметры ловителей VG

Тип ловителя	VG-2a	VG-3	VG-4	VG-5	VG-6
Минимальная масса (кг)	900	875	700	850	2000
Максимальная масса (кг)	3200	1750	1600	2250	4500
Максимальная скорость срабатывания ограничителя (м/с)	2,33	5,06	2,33	2,63	3,23
Номинальная скорость кабины (м/с)	1,75	4,00	1,75	2,00	2,50
Средняя тормозная сила (кг)	51500	27000	26000	37000	71000
Материал тормозной колодки	Зубчатые твердоспл. пластины	Дисковые башмаки	Зубчатые твердоспл. пластины	Зубчатые твердоспл. пластины	Зубчатые твердоспл. пластины
Максимальное число испытаний при полной нагрузке перед заменой	10	40	10	10	10
Тип башмаков	Роликовые башмаки или башмаки скольжения				
Условия работы направляющих	Сухие или смазаны	Сухие	Сухие или смазаны	Сухие или смазаны	Сухие или смазаны
Номинальный зазор при движении	6 мм с каждой стороны направляющей				
Рекомендуемая шероховатость поверхности направляющей	$R_a = 0,5$ микрон				

VG состоит из пары сборок ловителей, прикрепленных болтами прямо к опорным швеллерам или к элементам рамы каркаса. Они также могут быть смонтированы на верхних балках, когда это рекомендуется изготовителем.

Каждая сборка ловителя имеет два подпружиненных механизма, которые поддерживают и включают в работу тормозные башмаки.

Тормозная сила ограничивается одним или двумя наборами тарельчатых пружин с каждой стороны направляющей.

Ловители соединены вместе винтовыми тягами для обеспечения легкой и точной синхронизации их работы.

Приводной рычаг механизма включения может быть смонтирован с любой стороны ловителя, соответствующей расположению ограничителя скорости.

VG идеален для использования с роликовыми подпружиненными башмаками. Они также могут использоваться с башмаками скольжения на лифтах, имеющих небольшую скорость. На рис. 8.20 показан одиночный ловитель VG.

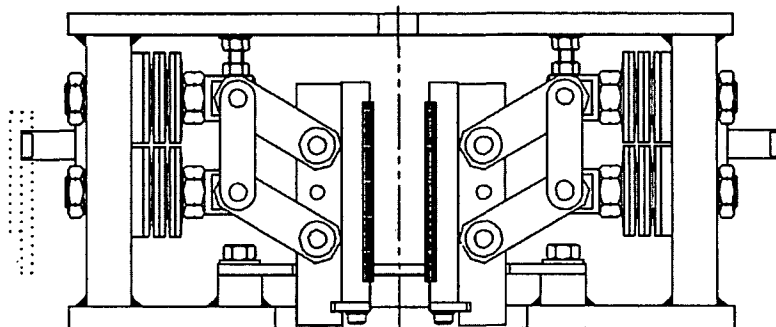


Рис. 8.20. Ловитель VG (D&D Developments Ltd.)

Ловители VG имеют модульную конструкцию и могут устанавливаться по одному или располагаться рядом, образуя двоянный ловитель.

Сдвоенные комплекты пригодны в качестве стандартного способа повышения нагрузочной способности (см. рис. 8.21).

Ловители VG-3 в установке могут собираться в комплекты от 1 до 4.

Строенные или счетверенные ловители являются предметом проектирования с разрешения изготовителя.

Сила, необходимая для включения ловителей, меньше 100 Н, что делает их совместимыми со всеми типами ограничителей скорости.

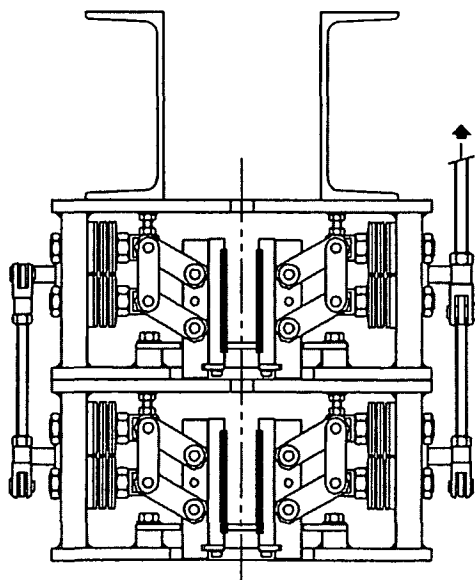


Рис. 8.21. Сдвоенный ловитель VG (D&D Developments Ltd.)

Для снятия с ловителей требуется относительно небольшое усилие, не более 1000 Н. Это достигается при подъеме кабины лебедкой лифта.

Общее перемещение управляющей тяги в период включения ловителя составляет 44 мм.

Первые 30 мм перемещения используются для выбора зазоров и обеспечения контакта тормозных башмаков с направляющими, а остальные 14 мм соответствуют процессу сжатия направляющих тормозными башмаками.

Чтобы гарантировать, что ловитель не сработает при нормальной работы лифта, используется инерционная пружина в точке крепления каната ограничителя скорости.

Величина силы предварительного натяжения пружины, зависит от направления перемещения, массы системы каната ограничителя скорости и силы, необходимой для поднятия тормозных башмаков до контакта с направляющей.

Конструктор провел анализ и обширные исследования работы и характеристик ловителей.

На основе большого количества динамических испытаний был выполнен анализ изменения величины коэффициента трения для гладких и снабженных зубьями тормозных башмаков.

Величины коэффициентов трения, полученных для гладких и зубчатых тормозных башмаков приведены в табл. 8.5 и 8.6.

Таблица 8.5

**Коэффициент трения для гладких тормозных башмаков
(конструкция док. Камерона)**

Номинальная масса Q+K (кг)	Средняя величина коэффициента Трения	Начальная величина коэффициента трения	Максимальная величина коэффициента трения
1375	0,26	0,19	0,36
2410	0,31	0,23	0,51
3750	0,34	0,30	0,53

Таблица 8.6

**Коэффициент трения для зубчатых тормозных башмаков
(конструкция док. Камерона)**

Номинальная масса Q+K (кг)	Средняя величина коэффициента трения	Начальная величина коэффициента трения	Максимальная величина коэффициента трения
1000	0,56	0,45	0,76
2000	0,50	0,45	0,67
3000	0,45	0,41	0,63

Как видно, существует большая разница между начальной и максимальной величиной коэффициента трения.

Кроме того, наблюдается обратная картина влияния роста нагрузки на величину коэффициента трения плоских и зубчатых тормозных башмаков.

Это связано с различием характера действия тормозных башмаков: гладкие тормозные башмаки создают трение скольжения, тогда как зубчатые комбинируют трение скольжения с силой сопротивления резанию.

Испытания показали, что гладкие тормозные башмаки дают большую величину вариации коэффициента трения, чем зубчатые особенно на смазанных направляющих.

Результаты показали, что начальная величина коэффициент трения гладких тормозных башмаков была наиболее критичной для работы ловителей.

Уменьшение начальной величины коэффициента трения по любой причине, например из-за изменения шероховатости поверхности направляющих, может привести к катастрофической неисправности.

Соотношение начального и среднего значения коэффициента трения является верным индикатором предела функциональных возможностей ловителя в условиях свободного падения.

Соответственно, оценка, основанная на среднем значении величины коэффициенте трения, обманчива, т.к. не учитывается изменение коэффициента трения в период торможения и его влияние на функционирование ловителя.

В результате испытаний, за исключением ловителя высокой скорости VG-3, все ловители VG оснащаются зубчатыми твердосплавными пластинами.

Было доказано, что это наиболее надежные и предсказуемые тормозные башмаки для использования в лифтах с номинальной скоростью до 2,5 м/с.

И на сухих, и на смазанных направляющих зубчатые твердосплавные пластины обеспечивают постоянство тормозной силы не достижимое для плоских тормозных башмаков.

Все ловители VG подверглись типовым испытаниям на направляющих класса один компании SAVERA Group Ltd.

Они также должны быть надежны в работе на использованных направляющих, которые были равномерно отполированы за длительный срок применения лифта.

Тормозные колодки создают тормозную силу комбинированным действием сил трения скольжения с силами сопротивления резанию, когда зубья врезаются в направляющую. Зубья оставляют 8 мелких бороздок на поверхности направляющей с приблизительной глубиной 0,15 мм и шириной 0,25 мм.

При стабильном положении тормозных башмаков эти бороздки располагаются параллельно верхней части головки направляющей и могут быть обработаны до гладкой поверхности абразивной тканью. После обработки бороздок приработки направляющих башмаков не требуется.

Зубчатые твердосплавные пластины показали блестящие характеристики износостойкости по сравнению с плоскими тормозными башмаками.

Ожидаемый срок службы – 10 испытаний падением при полной нагрузке и полной скорости. Кроме того, они доказали свою нечувствительность к различию качества смазочных материалов.

На рис. 8.22 показан типичный график ускорения замедления, полученный при испытаниях ловителя VG.

Кабина была в состоянии свободного падения перед тем, как ловитель включился в работу.

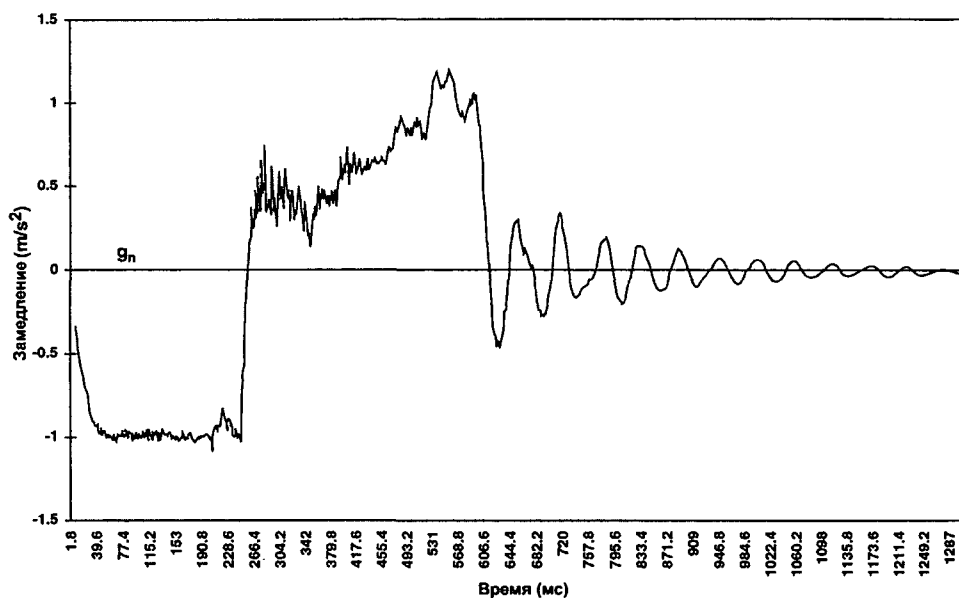


Рис. 8.22. График зависимости ускорения замедления от времени для ловителя VG (Cameron Design)

График показывает, что первоначальная величина ускорения замедления в точке взаимодействия было около 0,5 g_n и достигло максимума 1,2 g_n .

Пиковое значение ускорения замедления было приблизительно в 2 раза больше среднего значения.

Испытание было проведено при полной загрузке кабины.

При посадке слабо загруженной кабины на ловители пиковая величина ускорения замедления может увеличиться до 3 g_n .

8.5. Предотвращение неконтролируемого движения поднимающейся кабины

В EN 81-1:1998 оговорено, что лифты с тяговым шкивом должны иметь устройство, которое останавливает поднимающуюся кабину или по крайней мере уменьшает ее скорость до той, для которой спроектированы буфера противовеса, если скорость превышает 115% номинального значения (минимальная скорость).

Максимальная скорость для функционирования этого устройства такая же, как и для движения вниз (см. Раздел 8.2).

Устройство может действовать непосредственно на кабину, на противовес, на систему канатов или на тяговый шкив.

При срабатывании это устройство должно функционировать как электрический выключатель безопасности.

Устройство должно быть спроектировано так, чтобы перевод его в исходное состояние после функционирования требовало бы вмешательства компетентного лица.

Одно из возможных решений представлено канатным тормозом производства BODE Aufzüge (см. Раздел 5.1).

Другое решение показано на рис. 8.23. Это тормозная система CB 160 с двумя ловителями, которые предупреждают неконтролируемое движение кабины лифта в обоих направлениях, изготовлена компанией Wittur Aufzugteile GmbH. Оба ловителя типа KB 160 (см. Раздел 8.4). Верхний ловитель приводится в действие, когда скорость кабины превышает предварительно определенное значение при перемещении вверх, а нижний – функционирует как стандартный ловитель.

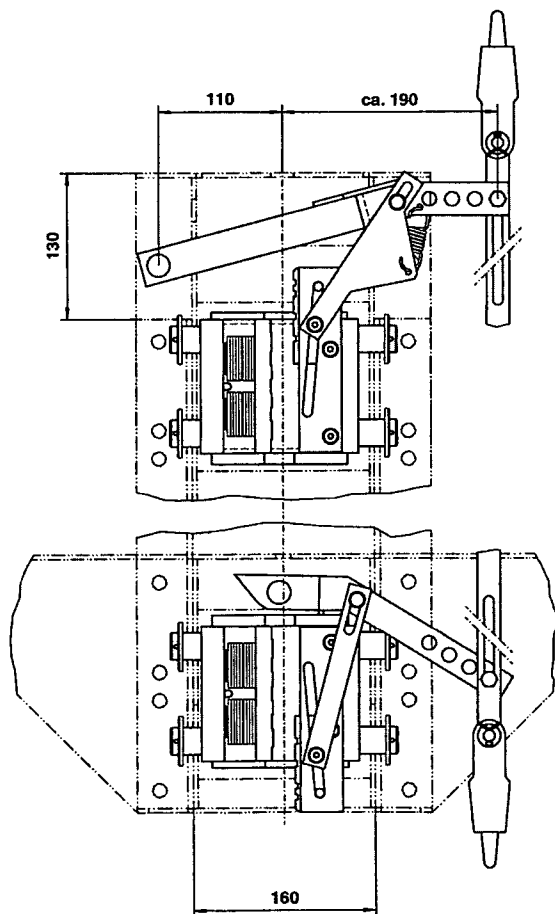


Рис. 8.23. Тормозная система
CB 160
(Wittur Aufzugteile GmbH)

На рис. 8.24 дана фотография верхнего ловителя, смонтированного на удлиненных стойках каркаса кабины. По нижнему ловителю смотри раздел 8.4.

Эта система приводится в действие ограничителем скорости, срабатывающим в обоих направлениях вращения.

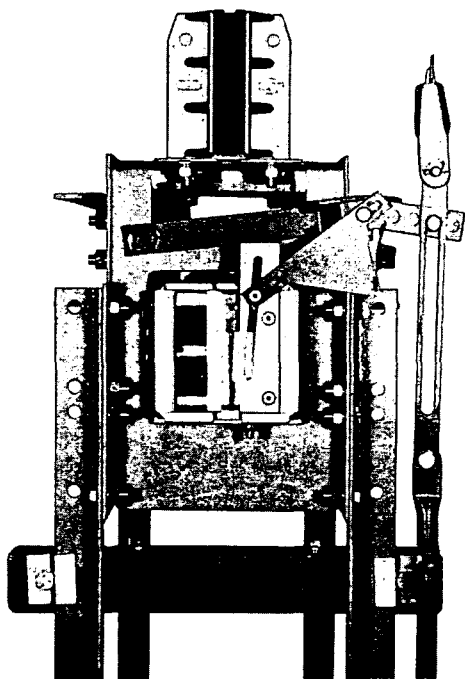


Рис. 8.24. Ловитель KB 160 для неконтролируемого движения вверх (Wittur Aufzugteile GmbH)

На рис. 8.25 показана слегка измененная конструкция тормозной системы. Она объединяет KB 160 наверху, который приводится в действие, когда происходит неконтролируемое движение вверх, и EB 75 внизу на случай неконтролируемого движения вниз. На рис. 8.26 представлена фотография EB 75 с механизмом включения.

Недавно был представлен действующий в обоих направлениях ловитель BF2D-1 производства компании C. Haushahn GmbH, дистрибьютором которого явилась компания LM Liftmaterial.

Обе функции совмещены в одном компактном устройстве.

Устройство может поставляться в двух разных корпусах в зависимости от того, будет ли он смонтирован сверху между стойками каркаса кабины (см. рис. 8.27 и 8.28) или под элементами нижней рамы кабины (см. рис. 8.29 и 8.30).

Этот ловитель двухстороннего действия, должен приводиться в действие ограничителем скорости, срабатывающим в обоих направлениях вращения.

Ловитель имеет установленный на шарнире диск, который может поворачиваться на 20° в обоих направлениях.

На диске смонтированы две взаимозаменяемые тормозные пластины, каждая для одного направления поворота (направление хода кабины).

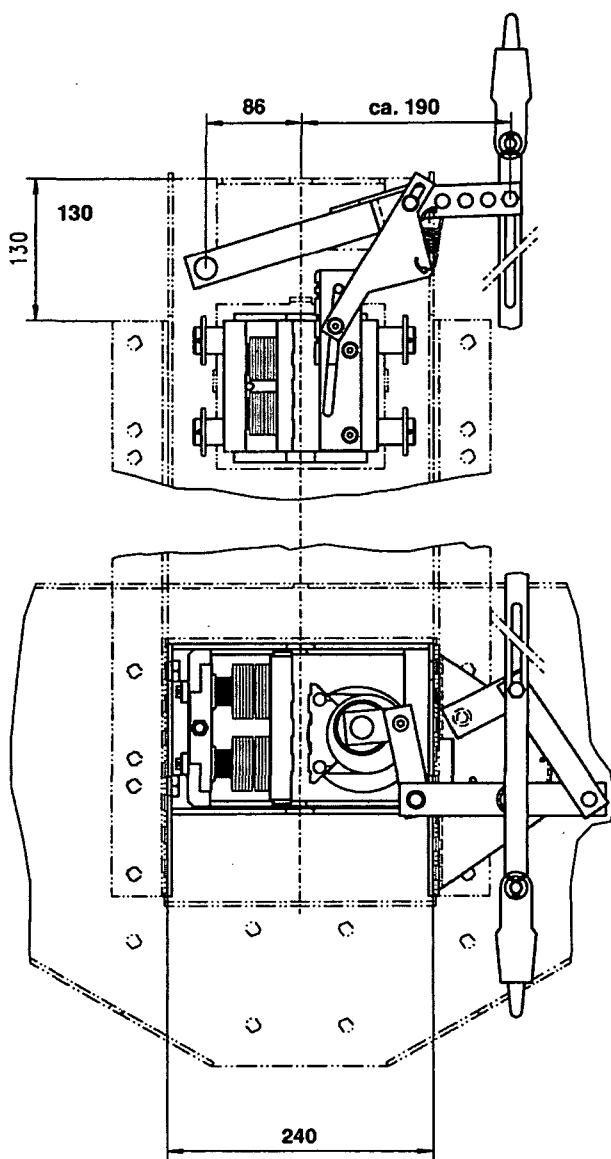


Рис. 8.25. Модифицированная тормозная система CB 160 (Wittur Aufzugteile GmbH)

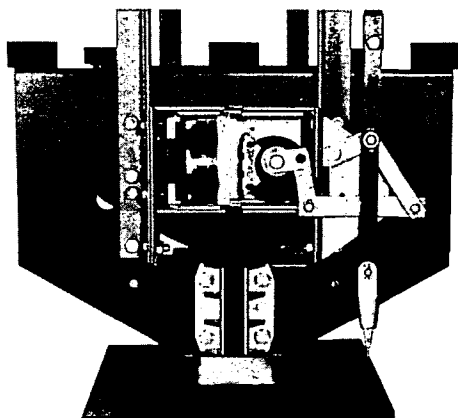


Рис. 8.26. Ловитель EB 75
(Wittur Aufzugteile GmbH)

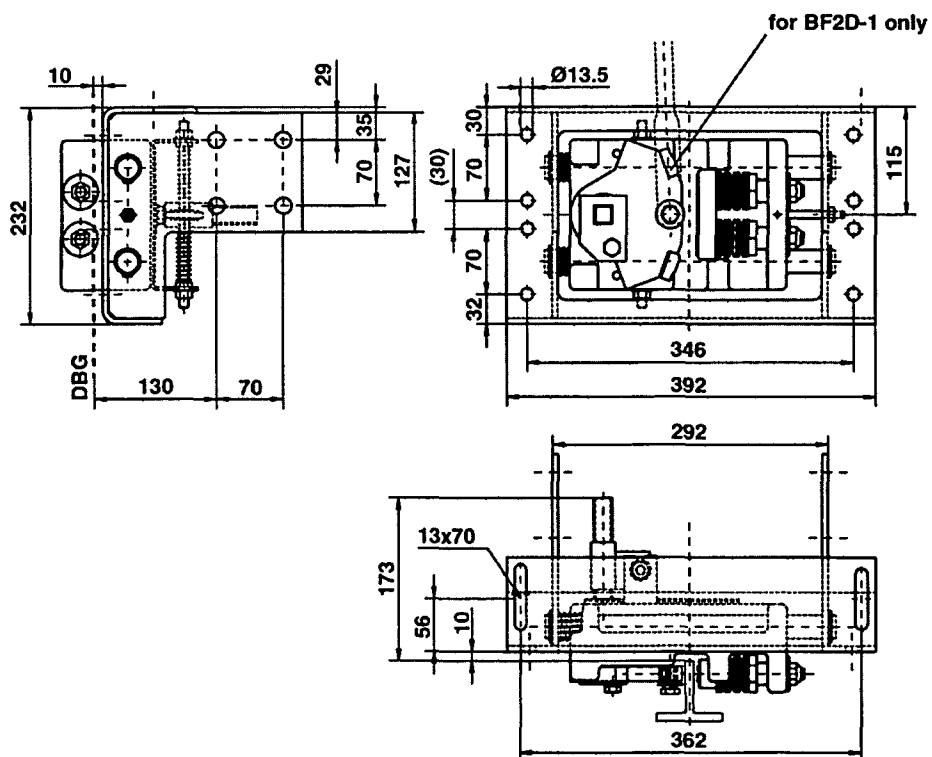


Рис. 8.27. Ловитель двухстороннего действия для установки между стойками (LM Liftmaterial)

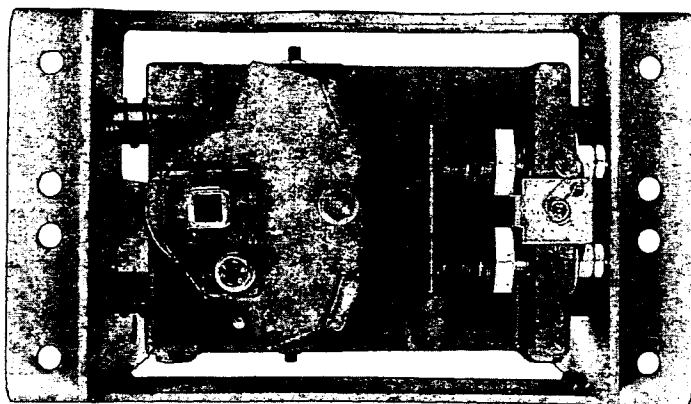


Рис. 8.28. Фотография ловителя показанного на рис. 8.27.

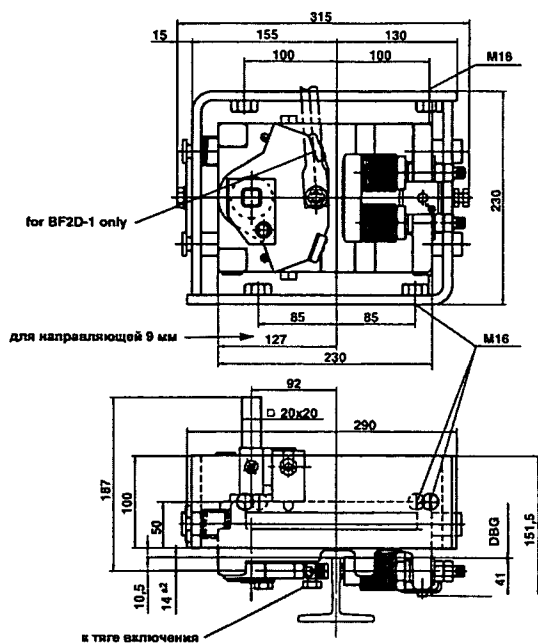


Рис. 8.29. Ловитель двухстороннего действия для установки под компонентами нижней рамы кабины (LM Liftmaterial)

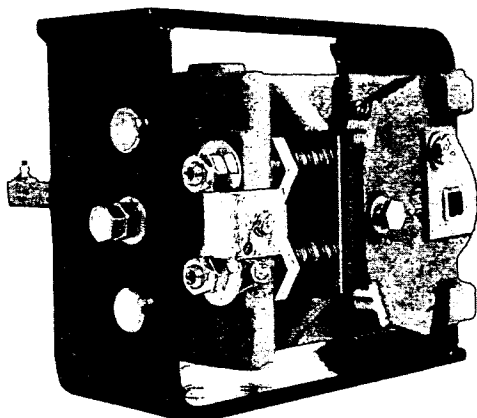


Рис. 8.30. Фотография ловителя показанного на рис. 8.29

Тормозные пластины расположены так, что эффект после вступления в контакт с направляющей такой же, как с эксцентриком (см. Раздел 8.2).

Поверхность тормозных пластин имеет мелкие зубья для увеличения эффективности торможения ловителя.

Из-за зубчатой поверхности контактное давление между тормозной пластиной и направляющей может быть довольно высоким, и возможно повреждение поверхности направляющей.

Подпружиненная опорная пластина расположена на противоположной стороне направляющей. Для ограничения тормозной силы используется два комплекта тарельчатых пружин.

Ловитель спроектирован для общей нагрузки (номинальная грузоподъемность + масса кабины) от 530 до 2633 кг.

Максимальная скорость зависит от шероховатости поверхности направляющей, она равна 2 м/с для направляющих с механической обработкой и 1,6 м/с для направляющих изготовленных холодной прокаткой. Толщина головки направляющей может быть от 9 до 16 мм.

Ловители VG, чьим производителем и дистрибьютором является компания D&D Developments Ltd (раздел 8.4), могут использоваться для торможения при движении вверх или вниз.

Применение может осуществляться двумя разными путями:

(а) Отдельные ловители, когда используется две пары ловителей, каждая пара для одного направления перемещения. Они могут быть спаренными с размещением либо под либо над кабиной (см. рис. 8.31). Как альтернатива, они могут устанавливаться раздельно: для направления вверх на поперечных балках стоек каркаса кабины; для направления вниз – под полом кабины. Кажется, это самое лучшее техническое решение (см.рис. 8.32).

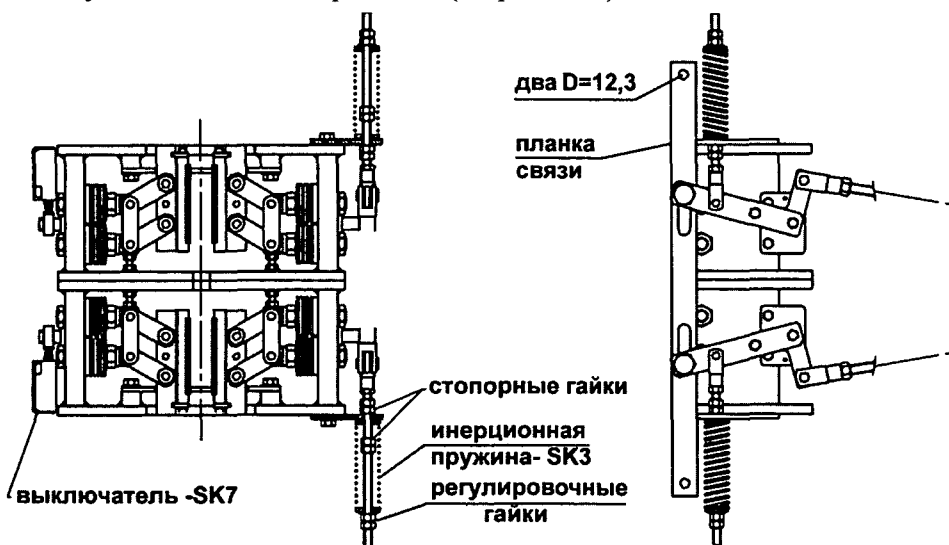


Рис. 8.31. Спаренная установка ловителей для обоих направлений перемещения (D&D Developments Ltd.)

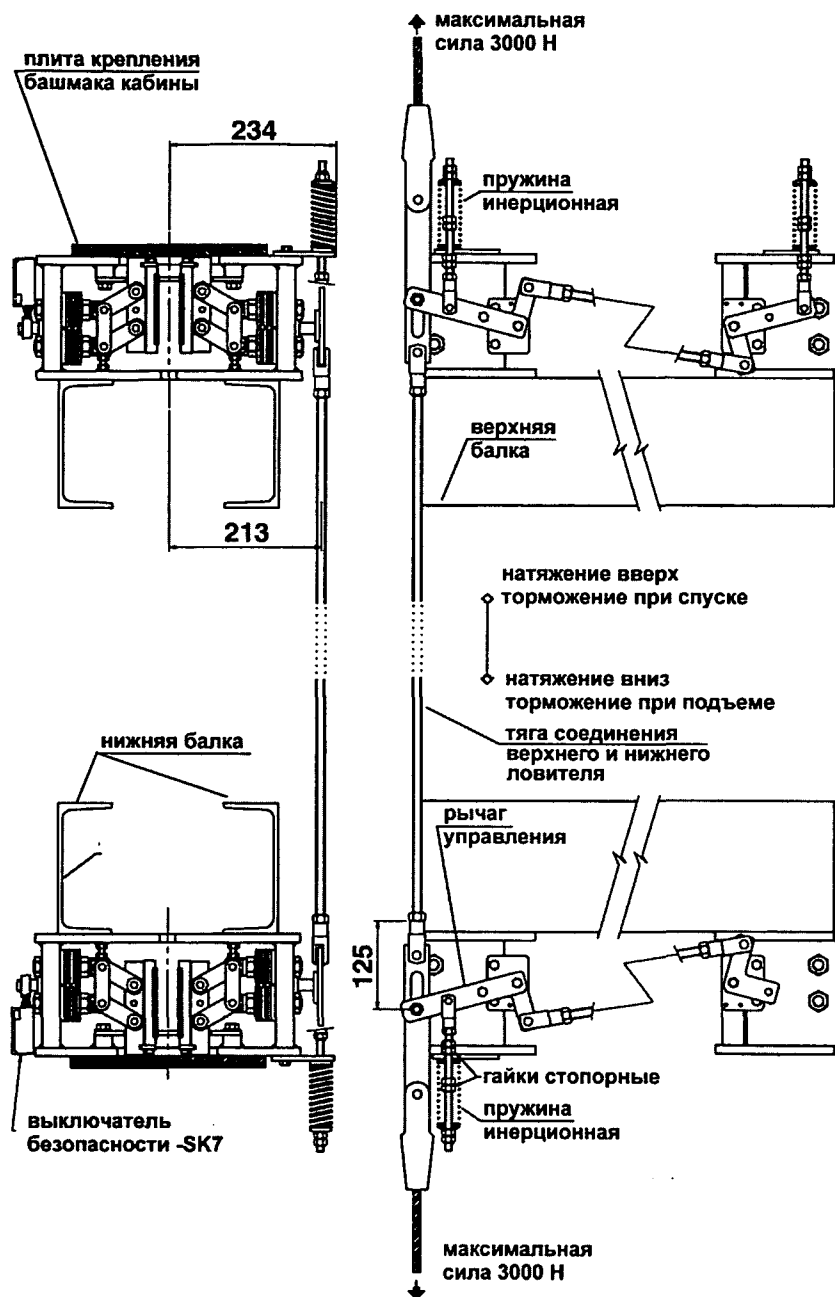


Рис. 8.32. Ловители двойного действия (D&D Developments Ltd)

(b) комбинированные ловители - два тормозных элемента собраны в общем корпусе для обеспечения двухстороннего действия. Обычно такой ловитель двойного действия устанавливается под кабиной. Это устройство показано на рис. 8.33 (комбинированные ловители) и на рис. 8.34 (ловители с рычагами управления и пружинами инерции).

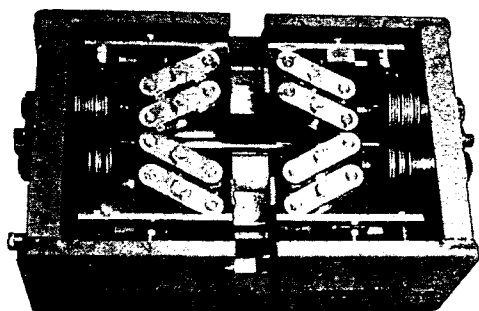


Рис. 8.33. Комбинированные ловители для обоих направлений перемещения (D&D Developments)

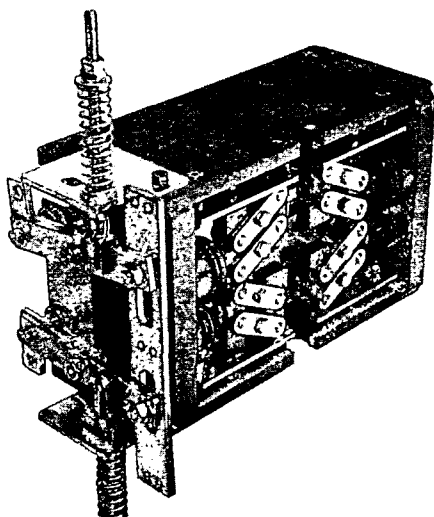


Рис. 8.34. Комбинированные ловители с рабочими рычагами и пружинами инерции (D&D Developments)

Сила, необходимая для остановки поднимающейся кабины, ниже, чем сила, необходимая для остановки при движении вниз. При ее минимальном уровне тормозная сила должна только выдерживать неуравновешенную силу тяжести противовеса.

В результате должно быть возможным регулировать тормозную силу при направлении вверх отдельно от ловителя, используемого при направлении вниз.

Кроме того, ловители должны быть спроектированы таким образом, чтобы они могли управляться одним ограничителем скорости.

Наиболее удобный ограничитель – ограничитель трения, работающий в обоих направлениях. Для того, чтобы сила ограничителя при движении вверх была достаточной, может понадобиться увеличение веса натяжного груза ограничителя. Для предотвращения ослабления натяжения может также понадобиться запирающее устройство.

9. БУФЕРА

9.1. Классификация

В лифтах должны быть предусмотрены буфера, расположенные в прямке на нижнем предельном уровне положения кабины и противовеса, которые являются составной частью концевой системы безопасности.

Если буфера закреплены на кабине или противовесе должен быть предусмотрен упор высотой не менее 0,5 в конце пути движения.

Упор для буферов противовеса не требуется, если невозможно неумышленно попасть под противовес.

Лифты с жестким приводом также должны иметь буфера наверху кабины, чтобы вступать в работу за верхним пределом пути перемещения.

Если предусмотрен противовес, буфера кабины не должны вступать в работу, пока буфера противовеса не будут полностью сжаты.

Существует два основных типа буферов:

- (1) *энергонакопительные,*
- (2) *энергорассеивающие.*

(1) *Энергонакопительные буфера*, с или без амортизации обратного хода, могут использоваться при номинальной скорости до 1,0 м/с или до 1,6/с, соответственно.

Общий возможный ход буфера не должен быть меньше чем двойной путь торможения при скорости равной 115% номинальной скорости v :

$$2 \cdot \frac{(1,15v)^2}{2 \cdot g_n} \approx 0,135 \cdot v^2 \quad (9.1)$$

и, ни в коем случае, не меньше 65 мм.

Ход должен быть пройден при статической нагрузке, в 2,5–4 раза превышающей суммарную массу кабины и номинального груза (или массы противовеса) в Европе, и в 2–3 раза в США.

(2) *Энергорассеивающие буфера* могут использоваться независимо от номинальной скорости лифта.

Общий возможный ход должен быть по меньшей мере равен тормозному пути замедления с ускорением равным ускорению гравитации при скорости составляющей 115% номинальной. скорости, т.е. $0,0674v^2$.

Буфера с уменьшенным рабочим ходом могут использоваться, когда предусмотрено устройство, которое обеспечивает эффективное замедление лебедки перед прибытием кабины на конечные посадочные площадки. Уменьшенная скорость может использоваться вместо номинальной скорости при расчете хода буфера; однако, оно должно составлять не менее:

- (a) 50% от $0,674 v^2$, если номинальная скорость v не превышает 4 м/с;
- (b) 33% от $0,674v^2$, если номинальная скорость v превышает 4 м/с.

В любом случае рабочий ход не должен быть меньше 420 мм.

С номинальной нагрузкой в кабине в случае свободного падения и со скоростью соударения, равной той, для которой производится расчет буфера, среднее ускорение торможения не должно превышать g_n .

Ускорение торможения, превышающее $2,5 \cdot g_n$, должно длиться не более 0,04 секунд.

Величины хода требуемые для определенного типа буфера в зависимости от номинальной скорости представлены на рис. 9.1.

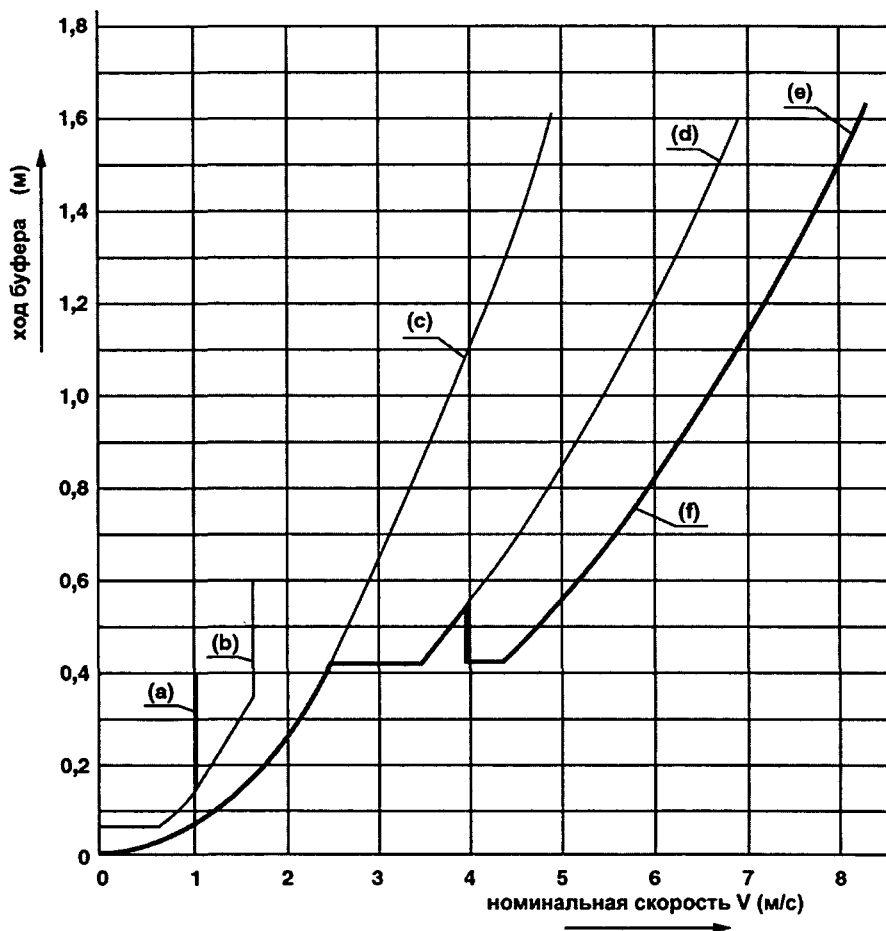


Рис. 9.1. График, показывающий величины хода требуемые для буферов:
 (a) энергонакапливающие; (b) энергонакапливающие с амортизацией обратного хода;
 (c) энергорассеивающие без уменьшения хода; (d) энергорассеивающие с уменьшением хода на 50%; (e) энергорассеивающие с уменьшением хода на 33%; (f) минимальный возможный ход, когда преимущества получены за счет использования всех возможностей

9.2. Полиуретановые буфера (энергонакопительные)

Полиуретановые буфера для малых номинальных скоростей в некоторых странах стали очень популярными.

Характеристики буфера могут быть математически выражены следующим образом:

$$F = c \cdot x^n, \quad (\text{Н}), \quad (9.2)$$

где F – сила реакции буфера (Н), c – жесткость буфера (Н/мм) и x – сжатие буфера (мм).

Зависимость F от x нелинейная, т.к. показатель степени $n \neq 1$.

Механическая работа F вдоль траектории x равна сумме кинетической энергии кабины в момент соударения с буфером и потенциальной энергии кабины, соответствующей сжатию буфера.

Уравнение 9.3 выражает закон сохранения энергии

$$\int_0^x c \cdot x^n \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_0^2 - v^2) + m \cdot g_n \cdot x, \quad (9.3)$$

В уравнении 9.3 приняты следующие обозначения: v_0 – скорость кабины в момент соударения (м/с); v – скорость кабины в текущий момент времени t , когда сжатие буфера x (м/с); m – общая масса загруженной кабины (кг).

Из уравнения 9.3 скорость v может быть выражена в зависимости от x :

$$v^2 = v_0^2 - 2 \cdot g_n \cdot \left[\frac{c}{(n+1) \cdot m \cdot g_n} \cdot x^{n+1} - x \right]. \quad (9.4)$$

Двучлен в скобках представляет разницу между показательной функцией и линейной функцией, описываемой прямой линией.

Математический анализ показывает, что скорость кабины после соударения сначала увеличивается до максимального значения $v_{\text{макс}}$, а затем начинает падать до начальной величины (рис. 9.2). В результате равенство $v = v_0$ имеет место при двух значениях x :

$$(1) \quad x_1 = 0,$$

$$(2) \quad \frac{c}{(n+1) \cdot m \cdot g_n} \cdot x^{n+1} - x_3 = 0,$$

$$x_3 = \sqrt[n]{\frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{c}}.$$

Чтобы найти экстремум функции (x_2) необходимо

$$\frac{dv}{dx} = 0,$$

и отсюда

$$2 \cdot v \cdot \frac{dv}{dx} = -2 \cdot g_n \cdot \left(\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x_2^n - 1 \right),$$

$$\frac{dv}{dx} = -\frac{g_n}{v} \cdot \left(\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x_2^n - 1 \right) = 0,$$

$$\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x_2^n - 1 = 0,$$

$$x_2 = \sqrt[n]{\frac{m \cdot g_n}{c}}. \quad (9.5)$$

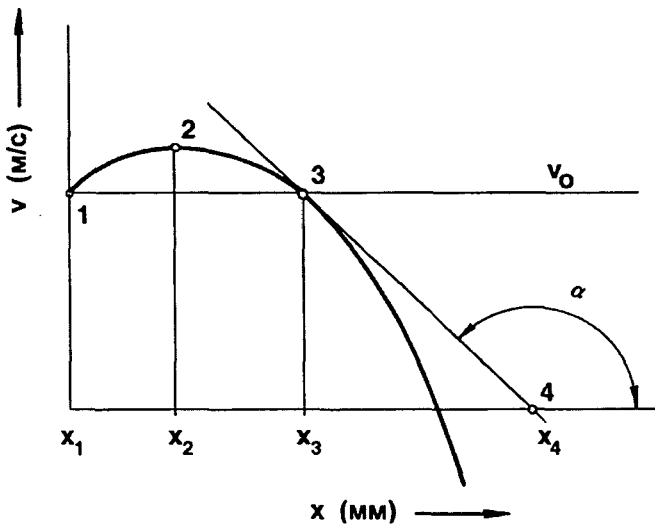


Рис. 9.2. График зависимости скорости v от траектории x

Дифференцирование скорости уравнения 9.4 дает уравнение для замедления или ускорения, соответственно:

$$a = -g_n \cdot \left(\frac{c}{m \cdot g_n} \cdot x^n - 1 \right). \quad (9.6)$$

Важные величины, характеризующие первый период остановки:

(а) Для $x = x_1$, $F = 0$, $a = g_n$, $v = v_0$.

(б) Для $x = x_2$, $F = m \cdot g_n$, $a = 0$,

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot g_n \cdot \frac{n}{n+1} \cdot \sqrt{\frac{m \cdot g_n}{c}} = v_{\max}^2.$$

(с) Для $x = x_3$, $F = (n+1) \cdot m \cdot g_n$, $a = -n \cdot g_n$, $v = v_0$.

После того, как скорость кабины упала до v_0 (точка 3 рис. 9.2), она быстро уменьшается, пока не станет равной нулю.

Абсолютное значение ускорения замедления кабины увеличивается до максимума в конце траектории кабины, когда достигается максимальное сжатие буфера.

В тот момент, когда кабина останавливается, применяется следующее уравнение:

$$v_0^2 - 2 \cdot g_n \cdot \left(\frac{c}{(n+1) \cdot m \cdot g_n} \cdot x^{n+1} - x \right) = 0 \quad (9.7)$$

Уравнение 9.7 может быть преобразовано следующим образом:

$$x^{n+1} - \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{c} \cdot x - \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{2 \cdot g_n \cdot c} \cdot v_0^2 = 0 \quad (9.8)$$

После упрощения получим:

$$x^{n+1} - C_1 \cdot x - C_2 = 0, \quad (9.9)$$

где

$$C_1 = \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{c},$$

$$C_2 = \frac{(n+1) \cdot m \cdot g_n}{2 \cdot g_n \cdot c} \cdot v_0^2 = C_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g_n}. \quad (9.10)$$

Используя информацию, включенную в EN 81-1, мы можем определить значения показателя n и жесткость буфера c .

Максимальная сила сжатия буфера должна быть между значениями $2,5 m \times g_n$ и $4 m \times g_n$.

Для $x = x_3$ $F = (n+1) \times m \times g_n$. Эта сила должна быть значительно меньше $2,5 m \times g_n$, т.к. загруженная кабина все еще в движении после того, как она достигла точки 3 и сжимающая сила все еще увеличивается:

$$(n+1) \cdot m \cdot g_n < 2,5 \cdot m \cdot g_n$$

$$n < 1,5 \quad (9.11)$$

Таким образом, значение n лежит между 1 и 1,5.

Принимая во внимание нормативы в отношении минимального сжатия буфера, т.е. $x_{\min} = 0,135v^2$, после достижения минимального сжатия должен быть небольшой резерв и поэтому сила реакции F для $x = v_0^2/g_n$ не должна превышать $4 m \times g_n$:

$$c \cdot \left(\frac{v_0^2}{g_n} \right)^n < 4 \cdot m \cdot g_n$$

Отсюда:

$$c < 4 \cdot m \cdot g_n \cdot \left(\frac{g_n}{v_0^2} \right)^n \quad (9.12)$$

На рис. 9.3 показан полиуретановый буфер с частичным разрезом. Величины полного h и минимального сжатия $h_{\min}$ показаны на этом рисунке.

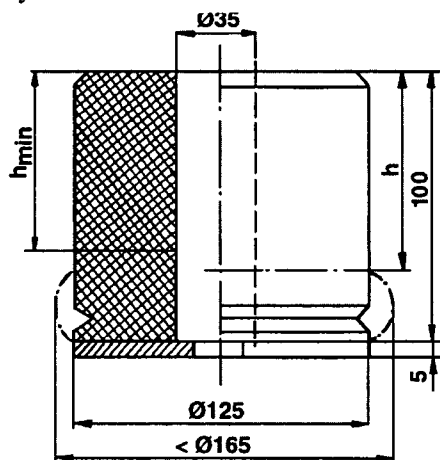


Рис. 9.3. Схема полиуретанового буфера

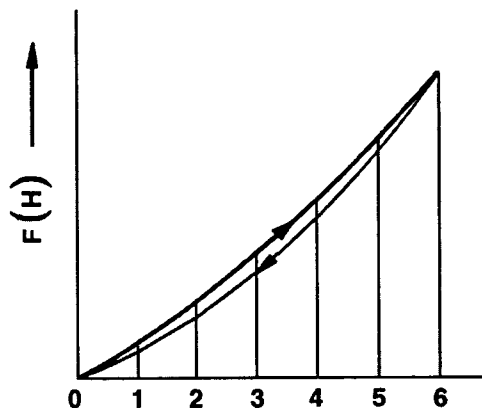


Рис. 9.4. График зависимости силы F от сжатия x для полиуретанового буфера

Характеристики полиуретанового буфера для показателя степени $n = 1,3$, показаны на рис. 9.4, при медленной загрузке и разгрузке, соответственно.

Форма кривых указывает на наличие гистерезиса, так как кривые нагрузки и разгрузки не совпадают.

9.3. Пружинные буфера (энергонакопительные)

Основной компонент этого типа буфера — обычно цилиндрическая пружина, выполненная из круглой или квадратной проволоки; однако, некоторые производители предпочитают спиральные пружины.

Типичный буфер представлен на рис. 9.5.

Буфер, состоящий из трех параллельно установленных цилиндрических пружин, показан на рис. 9.6.

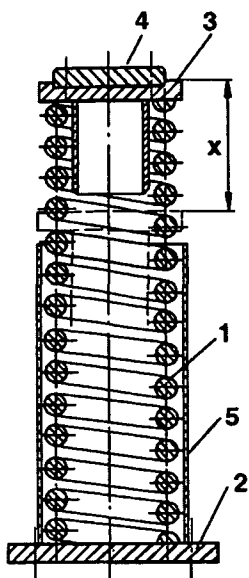


Рис. 9.5. Поперечное сечение буфера с цилиндрической пружиной: 1 — цилиндрическая пружина из круглой проволоки, 2 — нижняя опорная плита буфера, 3 — верхняя опорная плита буфера, 4 — резиновая прокладка для демпфирования начального удара, 5 — цилиндр для центрирования пружины

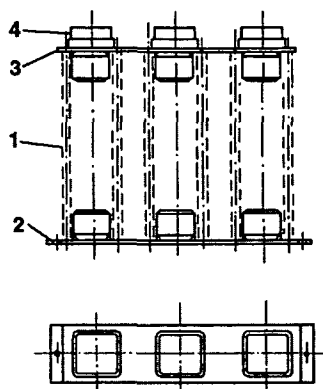


Рис. 9.6. Трех пружинный буфер: 1 — пружины, 2 — нижняя опорная плита буфера, 3 — верхняя опорная плита буфера, 4 — резиновый амортизатор

При увеличенной тормозной силе удобнее устанавливать параллельно две или три пружины, так как высота буфера будет меньше чем при установке одной пружины с теми же характеристиками.

Определение размеров пружинного буфера производится на основе анализа напряжений.

Как правило, используются цилиндрические пружины, выполненные из круглой стальной проволоки, с постоянным углом подъема рабочих витков.

Учитывается только напряжение кручения, так как влияние других напряжений незначительно.

Применяемый метод расчета основан на предположении о равномерном распределении напряжений по поперечному сечению проволоки.

Так как известно, что напряжение увеличивается с уменьшением расстояния от оси пружины, и оно достигает своего максимального значения в самой ближайшей к оси точке, должна быть учтена поправка на основе использования коэффициента Вайля (Wahl) ψ .

Величина ψ зависит от отношения D_s/d и рассчитывается по следующей формуле:

$$\psi = \frac{\frac{D_s}{d} - 0,25}{\frac{D_s}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D_s}{d}}, \quad (9.13)$$

где D_s – центральный диаметр пружины (мм), а d – диаметр проволоки (мм).

Зависимость ψ от соотношения D_s/d показана на графике рис. 9.7, так, что значение ψ может быть легко определено.

Порядок расчета следующий:

(1) Значение D_s/d должно быть рассчитано, а величина коэффициента ψ определяется по графику на рис. 9.7.

(2) Определяется максимально допустимое напряжение кручения τ_p .

Обычно:

$$\tau_p \approx 0,28 \cdot \sigma_{ts}, \quad (9.14)$$

где σ_{ts} – предел прочности проволоки при растяжении (Н/мм²).

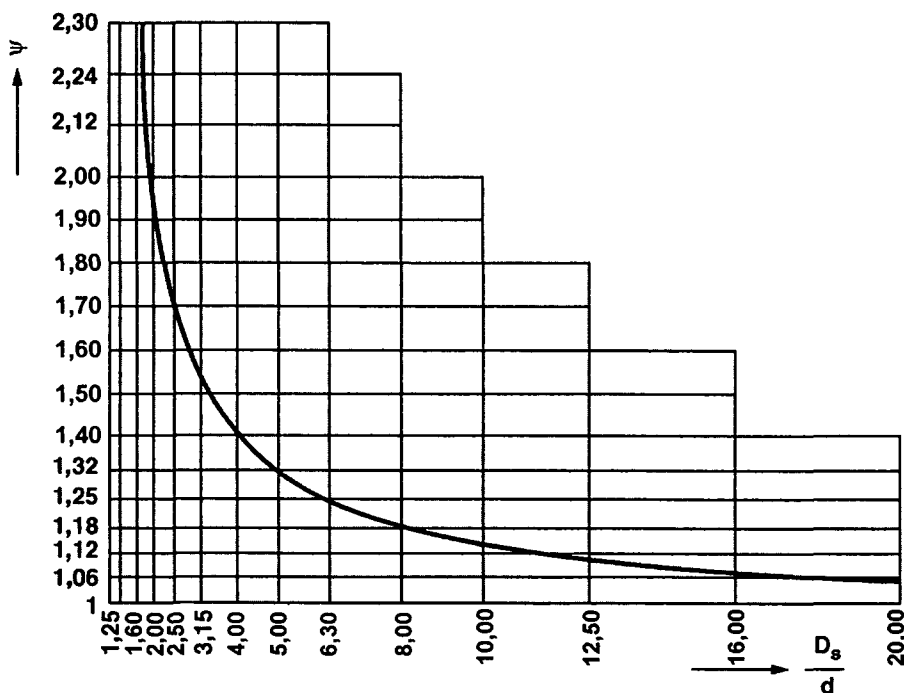


Рис. 9.7. График коэффициента Вайля

Значение допустимого напряжения в каждом конкретном случае может быть назначено больше или меньше указанного выше, в зависимости от режима загрузки, качества и термической обработки материала, окружающих условий и необходимого срока службы пружины на основе экспериментальных ис-

пытаний или опыта конструктора.

(3) Диаметр проволоки может быть получен на основании уравнения прочности при кручении:

$$\frac{8 \cdot F_{\max} \cdot D_s \cdot \psi}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_p, \quad (9.15)$$

где $F_{\max}$ — сила полностью сжатой пружины (Н)

Отсюда:

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F_{\max} \cdot \psi \cdot D_s}{\pi \cdot \tau_p} \cdot \frac{D_s}{d}}, \text{ (мм)}. \quad (9.16)$$

В соответствии с нормативами на энергонакопительные буфера (см. раздел 9.1) максимальная сила пружинного буфера не должна превышать значение: в Европе,

$$F_{\max} = 4 \cdot (Q + K) \cdot g_n, \quad (9.17)$$

в США,

$$F_{\max} = 3 \cdot (Q + K) \cdot g_n. \quad (9.18)$$

(4) Отношение D_s/d было предварительно рассчитано в п. (1).

Из отношения D_s/d может быть рассчитан центральный диаметр пружины D_s .

(5) Определяется число рабочих витков пружины.

Сжатие пружины x может быть высчитано из двух уравнений:

Уравнение 9.19:

$$F = C \cdot x, \text{ (Н)}, \quad (9.19)$$

где c — жесткость пружины (Н/мм)

и из уравнения для угла скручивания ϕ :

$$x = \phi \cdot \frac{D_s}{2}. \quad (9.20)$$

Угол скручивания:

$$\phi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot J_p}, \text{ (радиан)}, \quad (9.21)$$

где M_t — скручивающий момент (Н мм), l — длина пружины, подверженной скручиванию (мм), G — модуль упругости при кручении (сдвига) (Н/мм²) и J_p — полярный момент инерции поперечного сечения проволоки (относительно оси перпендикулярной к центру площади поперечного сечения проволоки) (мм⁴).

Общеизвестно, что

$$M_t = \frac{F \cdot D_s}{2}, \text{ (Н·мм)}, \quad (9.22)$$

$$l = \pi \cdot D_s \cdot n, \text{ (мм)}, \quad (9.23)$$

где n – число рабочих витков пружины.

Полярный момент инерции:

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}, \text{ (мм}^4\text{)}. \quad (9.24)$$

После подстановки в уравнение 9.20:

$$x = \frac{8 \cdot F \cdot D_s^3 \cdot n}{G \cdot d^4}. \quad (9.25)$$

Комбинируя уравнения 9.19 и 9.25, мы получим:

$$\frac{F}{c} = \frac{8 \cdot F \cdot D_s^3 \cdot n}{G \cdot d^4}, \quad (9.26)$$

и отсюда число рабочих витков:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot c}. \quad (9.27)$$

(6) Определение жесткости пружины.

Жесткость пружины c , которую необходимо узнать до проведения расчета n , может быть определена на основе нормативов раздела 9.1.

Минимальный ход известен $h_{\min} = 0,135v^2$ и максимальная сила торможения буфера будет в среднем между $2,5(Q+K) \times g_n$ и $4(Q+K) \times g_n$.

Характеристика цилиндрических пружин (график зависимости силы от сжатия) линейная. На рис. 9.8 линии 1 и 2 относятся к предельным силам при минимальном рабочем ход, и они переходят в линии 3 и 4 тогда, когда учитывается большой ход; жесткость пружины тогда уменьшается.

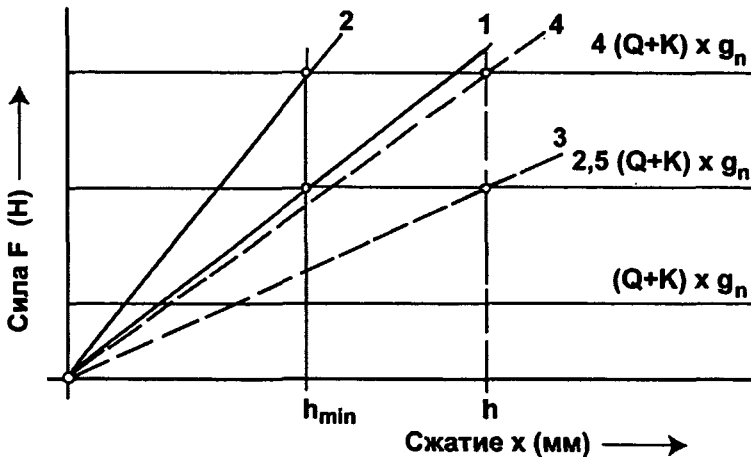


Рис. 9.8. График зависимости силы от сжатия для пружинных буферов

9.4. Масляные буфера (энергорассеивающие)

По сравнению с переменной силой торможения пружинных буферов, масляные буфера могут быть спроектированы так, чтобы создавать постоянную силу в процессе остановки, результатом чего является постоянное ускорение замедления.

Хотя конструкция масляного буфера может отличаться в деталях, общий принцип остается неизменным.

Буфер должен быть способен преобразовывать кинетическую энергию кабины (противовеса) в момент динамического взаимодействия, а также потенциальную энергию из-за уменьшения уровня расположения, определяемого ходом буфера, в тепловую энергию.

Схемы масляных буферов различной конструкции показаны на рис. 9.9, 9.10 и 9.11. Все они с пружинным возвратом.

Буфер, представленный на рис. 9.9 работает следующим образом: когда кабина проходит нижнюю посадочную площадку, она ударяет по резиновой прокладке контактного блока (6) наверху штока поршня (3), который вместе со ускорительной пружиной (7) амортизирует начальный удар.

Дальнейшее опускание кабины проталкивает поршень (2) в заполненный маслом внутренний цилиндр (1), снабженный рядом выходных отверстий.

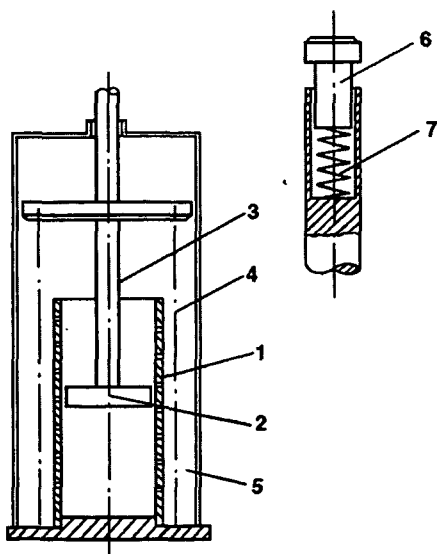


Рис. 9.9. Масляный буфер с выходными отверстиями во внутреннем цилиндре:
1 — внутренний цилиндр, 2 — поршень,
3 — шток поршня, 4 — сжатая пружина,
5 — масляный резервуар, 6 — контактный блок,
7 — ускорительная пружина

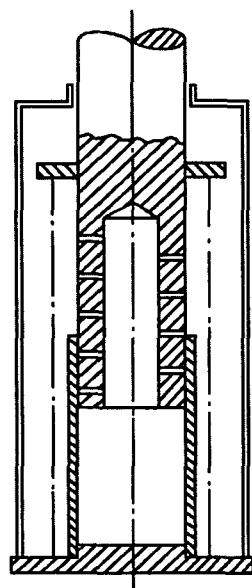


Рис. 9.10. Масляный буфер с выходными отверстиями в плунжере

Масло вытесняется через выходные отверстия во внешний масляный резервуар (5), постепенное уменьшение числа и общего размера отверстий, в результате, приводит к увеличению сопротивления истечения масла, вызывающему соответствующий рост давления масла, что приводит к замедлению движения кабины и вызывает её плавную остановку.

Когда кабина поднята и буфер освобожден, сжатия пружина (4) возвращает поршень в его исходное положение. Это позволяет маслу вытекать из резервуара через выходные отверстия обратно во внутренний цилиндр и буфер автоматически готов работать снова.

Сходная конструкция показана на рис.9.10.

Основным компонентом буфера является плунжер с камерой внизу и серией выходных отверстий в стенке. Гидравлический цилиндр гладкий и без отверстий.

Когда плунжер вынужден двигаться вниз, верхний край цилиндра постепенно перекрывает выходные отверстия в стенке плунжера, уменьшая их число и общий размер. Работа буфера аналогична, рассмотренной выше.

На рис. 9.11 показана немного иная конструкция.

Когда плунжер (2) вынужден двигаться вниз в масляный цилиндр (1) под воздействием опускающейся кабины или противовеса, масло перетекает через кольцевое отверстие в камеру внутри полого плунжера, скорость потока контролируется коническим штоком (3).

Кольцевое отверстие постепенно уменьшается в размере, по мере опускания плунжера, вызывая действие постоянной по величине тормозной силы. Сжатая пружина (5) внутри плунжера возвращает его в исходное рабочее положение, как только кабина или противовес будет поднята с буфера.

Другой тип масляного буфера производства Oleo International Ltd., компании, специализирующейся на оборудовании, рассеивающем энергию, показан на рис. 9.12.

При ударе движение плунжера вниз вызывает вытеснение масла через отверстия в масляном цилиндре, что приводит к рассеиванию энергии.

Возвратное движение плунжера после разгрузки буфера происходит под действием уникальной газовой пружины, состоящей из азота, сжатого до 20–25 бар. Разность внутренней площади верхней и нижней части плунжера создает результирующую силу, которая возвращает плунжер в его исходное положение.

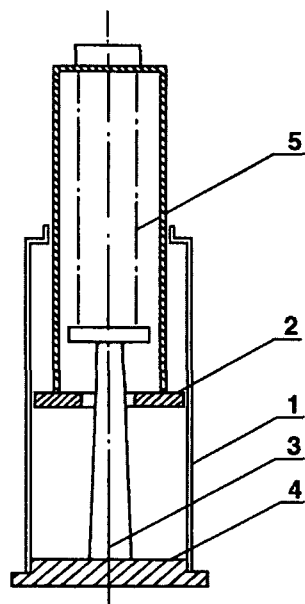
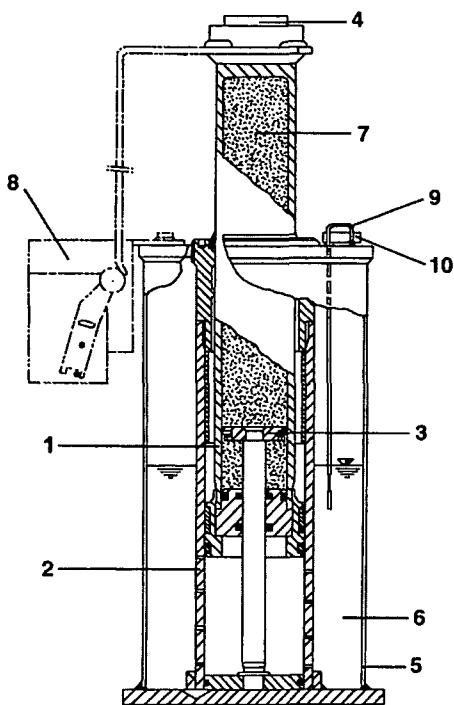


Рис. 9.11. Масляный буфер со стальным конусообразным штоком и кольцевым отверстием: 1 – гидравлический цилиндр, 2 – плунжер, 3 – конический шток, 4 – нижняя опорная плита буфера, 5 – возвратная пружина

Рис. 9.12. Масляный буфер с газовой пружиной (Oleo International Ltd.): 1 — плунжер, 2 — масляный цилиндр, 3 — неподвижный поршень, 4 — резиновая поверхность амортизации удара, 5 — масляный резервуар, 6 — масло, 7 — сжатый азот, 8 — установка переключателя, 9 — щуп для измерения уровня масла, 10 — заливная пробка



Масляный буфер для неглубоких прямков показан на рис. 9.13. Кабина (противовес) не управляет напрямую плунжером буфера, а с помощью двуплечего рычага, что приводит к уменьшенному ходу буфера (меньше половины хода кабины).

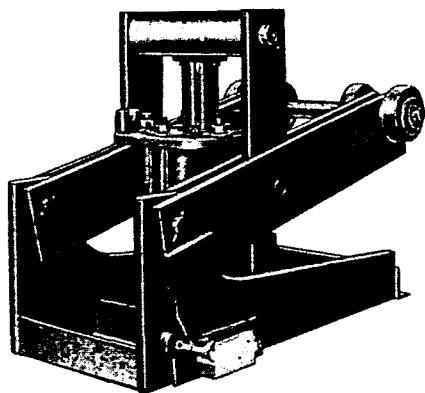


Рис. 9.13. Масляный буфер рычажного типа для неглубоких прямков (Moline Accessories Co.)

Расчет масляных буферов

Буфер должен быть спроектирован таким образом, чтобы ускорение замедления кабины (противовеса) после удара было приблизительно постоянным и равным стандартному ускорению свободного падения g_n .

Движение будет постоянно замедляться, и скорость кабины уменьшаться линейно от начального значения до нуля. Соотношение между скоростью и перемещением будет квадратичным (рис. 9.14).

Уравнение неразрывности потока, представляющее равенство объема масла, вытесненного плунжером и прошедшего через выходные отверстия в цилиндре, следующее:

$$v \cdot S_p = w \cdot q_y \cdot \mu, \quad (9.28)$$

где v – скорость плунжера (м/с), S_p – площадь плунжера (м²), w – скорость истечения (м/с), q_y – общая площадь выходных отверстий под плунжером (м²) и μ – коэффициент расхода.

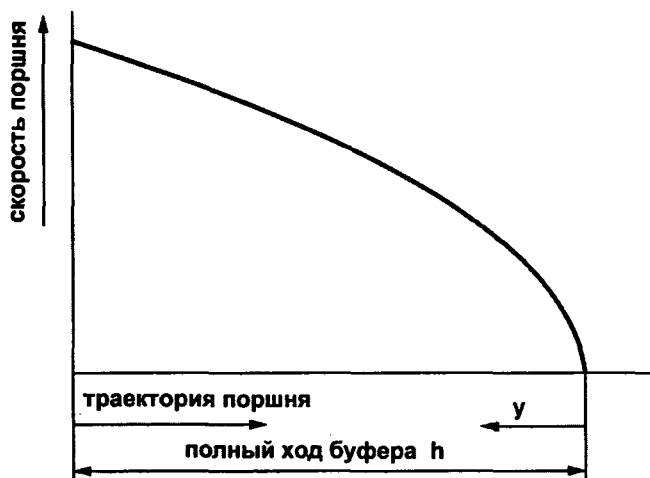


Рис. 9.14. График зависимости скорости от траектории перемещения для равнозамедляемого движения

Скорость истечения:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\gamma}}, \quad (9.29)$$

где p – давление масла в цилиндре (Н/м²) и γ – плотность масла (кг/м³).
Формула для определения давления следующая:

$$p = \frac{\gamma}{2 \cdot \mu^2} \cdot S_p^2 \cdot \left(\frac{v}{q_y} \right)^2, \quad (9.30)$$

Отсюда сила торможения:

$$F = p \cdot S_p = \frac{\gamma}{2 \cdot \mu^2} \cdot S_p^3 \cdot \left(\frac{v}{q_y} \right)^2. \quad (9.31)$$

Замена в уравнении 9.31 на v , соответствующую свободному падению дает следующий результат:

$$v = \sqrt{2 \cdot g_n \cdot y}, \quad F = \frac{\gamma \cdot g_n}{\mu^2} \cdot S_p^3 \cdot \frac{y}{q_y^2}. \quad (9.32)$$

В случае, если F постоянна в ходе торможения буфера:

$$y = \text{const} \cdot q_y^2. \quad (9.33)$$

Уравнение 9.33 выражает параболическую форму зависимости между обеими переменными; распределение отдельных выходных отверстий в цилиндре должно следовать этому соотношению.

На рис. 9.15 поверхность цилиндра развернута на плоскость и указано расположение 24 выходных отверстий.

Уравнение 9.33, в общем обоснованное, можно записать так:

$$h = \text{const} \cdot q_0^2, \quad (9.34)$$

где h – общий ход буфера (м) и q_0 – общая площадь всех выходных отверстий (м²).

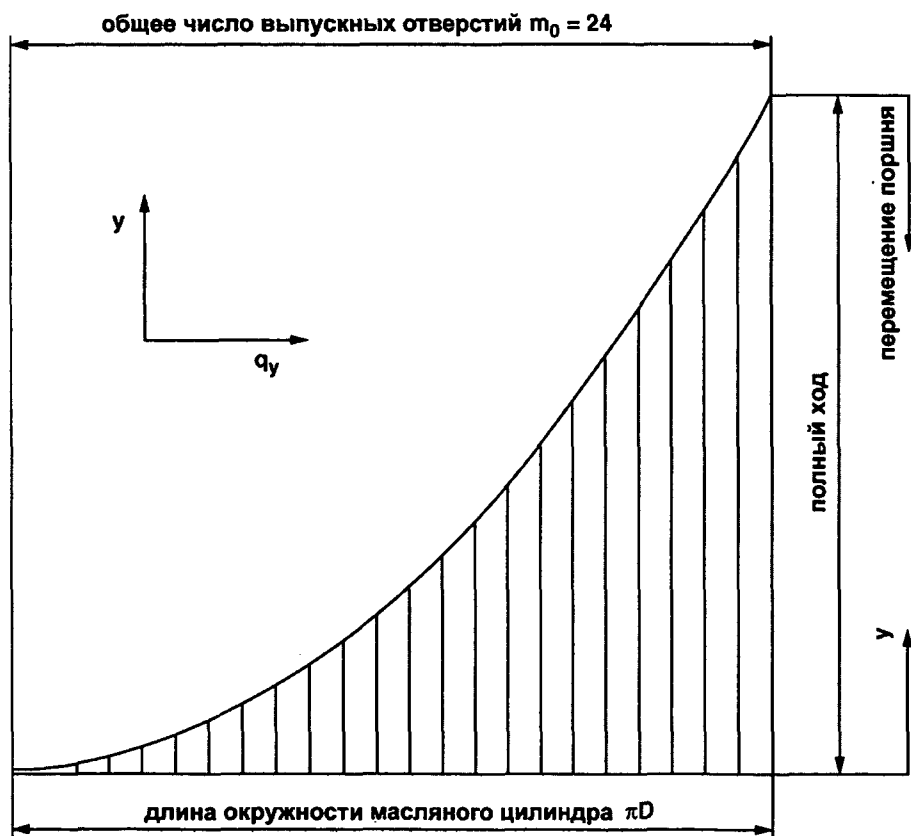


Рис. 9.15. Распределение выходных отверстий в масляном цилиндре

Как мы видим в уравнении 9.31, начальная сила торможения F_0 зависит только от скорости удара v_0 (начальная скорость) и не зависит от нагрузки кабины. Её величину можно легко рассчитать для $a = g_n$:

$$F_0 = (Q + K) \cdot (g_n + a) = 2 \cdot (Q + K) \cdot g_n. \quad (9.35)$$

Если изменяется номинальная грузоподъемность кабины Q , то сила торможения F также изменится. На рис. 9.16 изначально постоянная линия (а) общей нагрузки $M=Q+K$ преобразуется в (b) для $M>Q+K$ или (c) для $M<Q+K$, т.к. механическая работа силы торможения должна быть равной сумме кинетической энергии кабины (противовеса) в момент удара и потенциальной энергии, относящейся к общему ходу буфера.

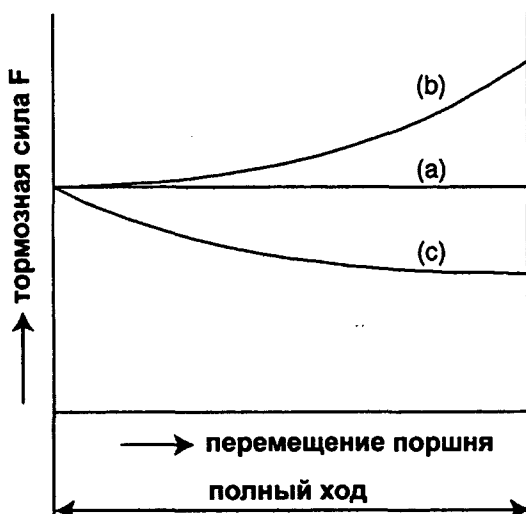


Рис. 9.16. График зависимости силы торможения от перемещения поршня

Изменение ускорения замедления показано на рис. 9.17.

Если указана общая нагрузка

$$M = \theta \cdot (Q + K), \quad (9.36)$$

где θ — коэффициент, тогда тормозная сила:

$$F = M \cdot (g_n + a) = \theta \cdot (Q + K) \cdot (g_n + a), \quad (9.37)$$

и ускорение замедления:

$$a = \frac{F}{\theta \cdot (Q + K)} - g_n. \quad (9.38)$$

Заменяя в уравнении 9.37 для $F = F_0$ из уравнения 9.35, мы получаем формулу начального ускорения:

$$a_0 = \left(\frac{2}{\theta} - 1 \right) \cdot g_n. \quad (9.39)$$

В результате линия (а) на рис. 9.17 ($a=g_n$) будет преобразована в кривую (b) для $M>Q+K$, т.к. первоначальное торможение будет меньше g_n или (c) $M<Q+K$, т.к. первоначальное торможение будет больше g_n в соответствии с уравнением 9.39.

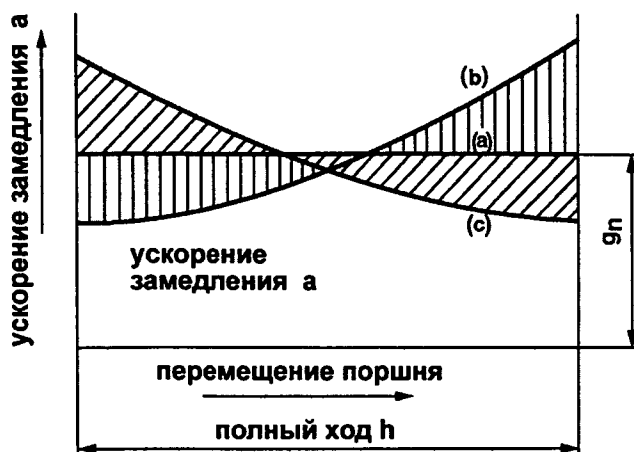


Рис. 9.17. График зависимости ускорения замедления от перемещения поршня

Большое значение имеет полученная здесь зависимость тормозной силы от текущего положения поршня для любой нагрузки и начальной скорости.

Первоначально полученные уравнения 9.37 и 9.31 для тормозной силы F могут быть записаны следующим образом:

$$F = M \cdot \left(g_n + v \cdot \frac{dv}{dy} \right), \quad (9.40)$$

и, соответственно:

$$F = C \cdot \left(\frac{v}{q_y} \right)^2. \quad (9.41)$$

Похожим образом можно получить формулу для расчета F_0 , а именно:

$$F_0 = C \cdot \left(\frac{v_0}{q_0} \right)^2.$$

Используя уравнения 9.33 и 9.34, мы получаем отношение F/F_0 :

$$\frac{F}{F_0} = \frac{v^2}{v_0^2} \cdot \frac{h}{y}, \quad (9.42)$$

после преобразования этого уравнения получаем:

$$y \cdot F = F_0 \cdot \frac{h}{v_0^2} \cdot v^2. \quad (9.43)$$

Видоизменяя и подставляя для $v \times (dv/dy)$ выражение из уравнения 9.40, получаем дифференциальное уравнение:

$$\frac{y}{dy} = \frac{1}{dF} \cdot \left[\left(\frac{F_0}{M} \cdot \frac{2 \cdot h}{v_0^2} - 1 \right) \cdot F - \frac{2 \cdot g_n \cdot h \cdot F_0}{v_0^2} \right]. \quad (9.44)$$

С целью упрощения принимаем:

$$C_1 = \frac{2 \cdot h \cdot F_0}{v_0^2}, \quad C_2 = \frac{C_1}{M} - 1. \quad (9.45)$$

Значения C_1 и C_2 - постоянные для определенной начальной скорости и нагрузки буфера.

После упрощения уравнения 9.44 получим:

$$\frac{dy}{y} = \frac{dF}{C_2 \cdot F - C_1 \cdot g_n}. \quad (9.46)$$

Определенный интеграл от уравнения 9.46 в пределах $h-y$ и F_0-F , соответственно приводит к выражению:

$$\log_e \frac{y}{h} = \frac{1}{C_2} \cdot \log_e \frac{C_2 \cdot F - C_1 \cdot g_n}{C_2 \cdot F_0 - C_1 \cdot g_n}. \quad (9.47)$$

После устранения логарифмов и объединения членов с C_2 , получаем формулу для силы торможения:

$$F = \frac{(C_2 \cdot F_0 - C_1 \cdot g_n) \cdot \left(\frac{y}{h} \right)^{C_2} + C_1 \cdot g_n}{C_2}. \quad (9.48)$$

Как мы видим в уравнении 9.48, на начальную силу F_0 влияет только начальная скорость v_0 , а в конце хода тормозная сила F зависит от нагрузки буфера M .

Похожие соотношения между ускорением замедления a и текущим положением поршня можно получить, используя уравнения 9.39 и 9.48:

$$a = \frac{(C_2 \cdot F_0 - C_1 \cdot g_n) \cdot \left(\frac{y}{h} \right)^{C_2} + C_1 \cdot g_n - C_2 \cdot M \cdot g_n}{C_2 \cdot M}. \quad (9.49)$$

10. КАРКАС КАБИНЫ

10.1. Принципы проектирования

Каркас кабины (кабинная подвеска) составляет стальную несущую конструкцию кабины.

Он состоит из (а) поперечной балки (балок), (б) двух вертикальных стоек, называемых турникетом, и (в) балки безопасности.

В каркасе кабины стойки посредством болтов, заклепок или сварки крепятся вверху к поперечной балке, а внизу к балке безопасности. Он должен центрироваться на каждой направляющей верхними и нижними направляющими элементами, закрепленными на раме.

Верхней частью каркаса кабины является поперечная балка, к которой крепится устройство подвески. Кабина обычно подвешена на канатах лифта с помощью опорной плиты и соединительных тяг.

Стойки должны иметь соответствующую жесткость, чтобы воспринимать эксцентричную нагрузку, которая стремится согнуть стойки и деформировать раму.

Балка безопасности служит основанием каркаса, на которую опирается платформа кабины, на которой в процессе движения располагаются пассажиры и (или) грузы.

Платформа выполняет и другие функции, так как служит опорой для размещения другого оборудования лифта.

Распределительные коробки устанавливаются либо на стальных элементах рамы кабины либо с нижней стороны платформы. Все электрические цепи связи с кабиной производятся в этих распределительных устройствах.

Конец подвесного кабеля прикреплен к подвескам, которые смонтированы в нижней части рамы платформы.

Фартуки нижнего ограждения также крепятся к платформе кабины.

Они должны располагаться со стороны шахты на уровне порога и должны перекрывать всю ширину проема шахтной двери.

Они изготавливаются из металла или другого материала аналогичной прочности и жесткости.

Они имеют прямую вертикальную переднюю поверхность, простирающуюся ниже уровня пола платформы.

Высота фартука в США должна быть не меньше глубины зоны выравнивания на уровне посадочной или погрузочной площадки плюс 3 дюйма, ни в коем случае не меньше 21 дюйма (533 мм). По нормативу EN 81-1 минимальная высота составляет 750 мм.

Вертикальная часть ограждения должна заканчиваться внизу наклоненной внутрь полоской с углом 60-75° к горизонтали. Выступающая часть этой полоски в проекции на горизонтальную плоскость должна быть не меньше 20 мм.

Ограждение кабины монтируется на платформе и, как правило, собирается из ряда панелей.

В качестве материала для ограждения и отделки кабины должен использоваться либо металл, дерево с огнестойкой пропиткой или другой эквивалентный по огнестойкости материал.

Художественное оформление кабины преимущественно определяется решением заказчика или архитектора.

Внутренняя часть кабины пассажирских лифтов должна соответствовать интерьеру здания.

При повышенных требованиях к уровню шума и вибрации, блок платформы лифта устанавливается на изолирующие прокладки, выполненные из резины или другого материала с аналогичными звукоизолирующими свойствами.

Само ограждение кабины изолируется путем напыления на внешнюю поверхность звукопоглощающего материала методом аналогичным, используемому при покрытии днища автомобиля.

Для крепления ограждения к стойкам каркаса используются звукоизолирующие зажимы.

Любые соединения к платформе или ограждению кабины выполняются из подходящих эластичных фитингов. Все трубы и короба для прокладки кабелей изолируются от платформы.

Номинальная грузоподъемность кабины определяется внутренней площадью нетто платформы и не должна быть меньше величины, данной в национальных и/или международных стандартах.

И в EN 81-1, и в A17.1 максимальные значения допустимой площади нетто платформы сведены в таблицы в зависимости от номинальной грузоподъемности.

Зависимость между номинальной грузоподъемностью и максимально доступной площадью пола в соответствии с EN 81-1:1998 представлена данными табл.10.1.

Для грузоподъемности превышающей 2500 кг на каждые дополнительные 100 кг добавляется 0,16 м².

Ниши и удлинения высотой даже меньше 1м допускаются, если площадь их пола была учтена в расчетах максимально доступной площади кабины.

Максимальное число человек определяется делением номинальной грузоподъемности на 75 и результат округляется до ближайшего целого числа.

Хотя кабины в основном имеют переднее открывание, довольно часто применяются лифты с передним и задним открыванием.

Хотя иногда устанавливаются лифты с передним и боковым открыванием сбоку, такой лифт создает проблему планировки.

Каркас кабины чаще всего имеет конструкцию с боковыми сойками и направляющими, расположенными с двух противоположных сторон.

Схема традиционной конструкции каркаса кабины с боковыми стойками представлена на рис. 10.1, а фотография – на рис. 10.2. Подкосы на рис. 10.1 от-

ходят от рамы платформы лифта к стойкам с целью поддержания и надежного крепления платформы.

На рис. 10.2 подкосы установлены только с одной стороны каркаса, так как и платформа имеет несимметричную форму.

Таблица 10.1

Максимально допустимая площадь пола нетто

Номинальный груз (кг)	Максимальная полезная площадь кабины (м ²)	Номинальный груз (кг)	Максимальная полезная площадь кабины (м ²)
100*	0,37	900	2,20
180**	0,58	975	2,35
225	0,70	1000	2,40
300	0,90	1050	2,50
375	1,10	1125	2,65
400	1,17	1200	2,80
450	1,30	1250	2,90
525	1,45	1275	2,95
600	1,60	1350	3,10
630	1,66	1425	3,25
675	1,75	1500	3,40
750	1,90	1600	3,56
800	2,00	2000	4,20
825	2,05	2500	5,00

* Минимум для лифта, рассчитанного на 1 человека.

** Минимум для лифта, рассчитанного на 2 человек.

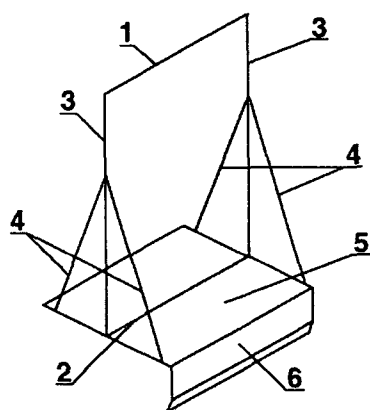


Рис. 10.1. Схема рамы кабины с боковой стойкой:

1 – поперечная балка, 2 – балка безопасности, 3 – стойки, 4 – подкосы, 5 – платформа кабины, 6 – фартук ограждения

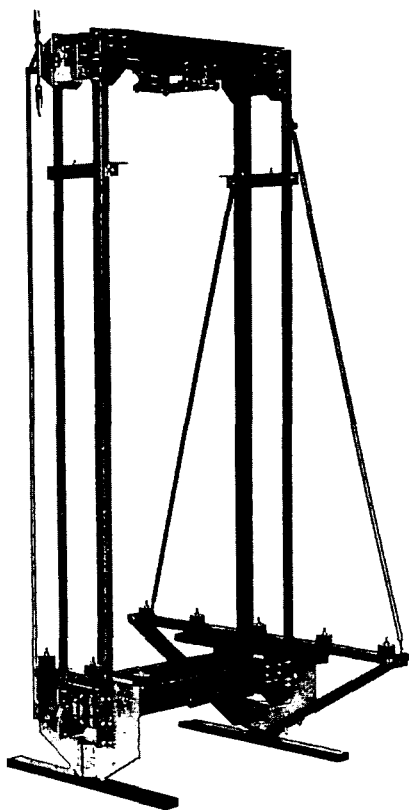


Рис. 10.2. Рама кабины с боковой стойкой (Wittur Aufzugteile GmbH)

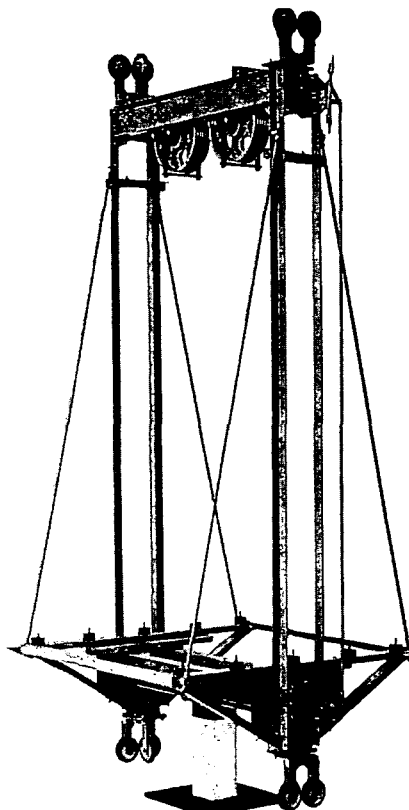


Рис. 10.3. Рама кабины с боковой стойкой для подвески с кратностью 2:1 (канатный фактор 2:1) (Wittur Aufzugteile GmbH)

На рис. 10.3 показан другой каркас кабины с боковой стойкой, оборудованный ловителем плавного торможения и роликовыми башмаками. Он используется при кратности подвески 2:1 (канатный фактор 2:1) (отметьте блоки подвески, установленные на поперечной балке).

При наличии входов на смежных сторонах шахты лифта, используется каркас кабины с угловой стойкой.

Пространственный вид конструкции этого типа показан на рис. 10.4.

Направляющие расположены по углам платформы.

Платформа 1 опирается прямо на швеллеры балки безопасности 2, расположенной вдоль своей диагонали; такая простая и жесткая система невозможна для углов a и c , т.к. стороны ad и ab (или две другие стороны) должны оставаться открытыми для загрузки и разгрузки.

Поэтому должна использоваться поперечная диагональная рама. Эта рама состоит из двух согнутых швеллеров e и f , которые прикреплены к поперечине каркаса кабины 4.

Углы a и c платформы подвешены к концам рамы вертикальными тягами 6. Стойки обозначены цифрой 5.

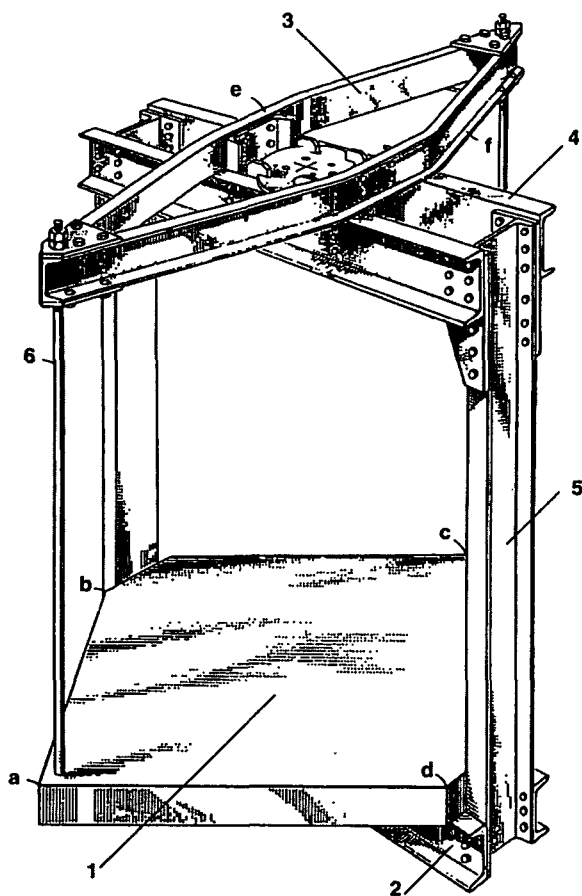


Рис. 10.4. Каркас кабины с угловой стойкой

Если используется нижняя подвеска каркаса кабины, расположенная прямо под платформой кабины, вертикальное расстояние между центрами верхних и нижних направляющих башмаков кабины лифта должно быть не меньше 40% расстояния между направляющими.

10.2. Расчет каркаса кабины

Каркас и его направляющие компоненты должны быть спроектированы таким образом, чтобы выдерживать силы и моменты, действующие на них при всех условиях эксплуатации.

Максимально допустимое напряжение в раме кабины и компонентах платформы и их соединениях определены в A17.1 и здесь представляться не будут.

Максимально допустимые прогибы каркаса кабины и компонентов платформы, обусловленные действующей на них статической нагрузкой, должны быть не более $1/960$ пролета для поперечных балок, балки безопасности и компонентов рамы платформы, и также соответствовать A17.1.

Формулы, которые будут здесь представлены, действительны для рамы кабины с боковой стойкой и компонентов платформы и по большей части отражают статическое состояние компонентов каркаса кабины.

Для каркасов кабин с угловой стойкой, с нижней подвеской или других специальных конструкций каркасов и платформ общие формулы для расчета напряжения и прогибов не могут быть применены и должны быть изменены, чтобы соответствовать особым условиям в каждом конкретном случае.

Следующие формулы применимы для каркасов кабин с болтовыми соединениями.

Напряжение в поперечной балке определяется общей нагрузкой, действующей на поперечную балку, когда кабина с номинальным грузом находится в покое на самой верхней этажной площадке, т.е. когда также необходимо учитывать влияние компенсирующего и подвесного кабеля.

Если поперечина рассматривается как простая балка с двумя шарнирными опорами, формулы для расчета напряжения σ и прогиба y имеют следующий вид:

$$\sigma = \frac{N \cdot g_n \cdot l}{4 \cdot W_x} \text{ (Н/мм}^2\text{)} \quad (10.1)$$

и

$$y = \frac{N \cdot g_n \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \text{ (мм)}, \quad (10.2)$$

где N – общая нагрузка, действующая на поперечную балку (кг), l – пролет балки (мм), E – модуль упругости материала балки (Н/мм²), W_x – момент сопротивления поперечного сечения балки, относительно $x-x$ при изгибе (мм³), J_x – момент инерции поперечного сечения балки, относительно оси $x-x$ (мм⁴).

В ходе нормальной работы лифта напряжение в балке безопасности для продольных балок, опирающихся непосредственно на компоненты балки, определяются действием суммы 5/8 равномерно распределенной массы платформы, плюс сосредоточенные нагрузки от натяжения компенсирующего и подвесного кабеля, плюс

(а) для пассажирских лифтов: 5/8 равномерно распределенной массы номинального груза;

(б) для грузовых лифтов: часть массы номинального груза и ее расположение в зависимости от класса загрузки (см. напр., А17.1).

В случае применения буферов учитывается сила торможения буфера, действующая на балку безопасности, а также соответствующая часть массы номинального груза и массы платформы.

Для пассажирских лифтов эта часть должна составлять 5/8 общей величины.

Сила торможения буфера, действующая как сосредоточенная нагрузка, рассчитывается по формуле:

$$F = (Q + K) \cdot (g_n + a_{\max}), \quad (10.3)$$

где $a_{\max}$ – максимальное ускорение замедления по действием буфера, которое длится более 0,04 с (м/с^2).

В А17.1 представлена следующая формула напряжения, вызванного действием масляного буфера (используемые здесь обозначения, другие):

$$\sigma = \frac{(Q + K) \cdot g_n \cdot d}{2 \cdot W_x} \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (10.4)$$

где d – расстояние между направляющими рельсами (мм).

Цифра 2 в знаменателе, связана с тем, что тормозная сила была принята равной удвоенной статической силе $(Q + K) \times g_n$, т.е. значение $a_{\max}$ (см. уравнение 10.3) было принято равным g_n .

Как уже отмечалось в разделе 9, масляные буфера должны быть спроектированы таким образом, чтобы ускорение замедления кабины было приблизительно постоянным и равным g_n .

При использовании больше 1 буфера формула должна быть изменена, чтобы соответствовать расположению буферов.

Стойки каркаса кабины испытывают комбинированное действие напряжения растяжения и изгиба.

Значение критического напряжения может быть получено из уравнения:

$$\sigma = \frac{N \cdot g_n}{2 \cdot S} + \frac{M \cdot l}{4 \cdot h \cdot W} \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (10.5)$$

где S – площадь поперечного сечения стоек одной стороны (мм^2), M – опрокидывающий момент, определяемый классом загрузки (Н мм), l – свободная длина стоек (расстояние от самого низкого крепления в поперечной балке до верхнего крепления в балке безопасности) (мм), h – расстояние между центрами верхнего и нижнего направляющих башмаков (мм), W – момент сопротивления изгибу площади поперечного сечения стоек, расположенных на одной стороне (мм^3).

Опрокидывающий момент M вызывается благодаря ожидаемому внецентренному положению груза в кабине (см. рис. 10.5) и рассчитывается по формуле:

$$M = Q \cdot g_n \cdot e, \quad (10.6)$$

где e – эксцентриситет положения груза в плоскости направляющих (мм).

Значение M для расчета стоек определяется классом загрузки; например, в соответствии с А17.1 оно определяется по следующим формулам:

Для класса А загрузки пассажирами или обычными грузами,

$$M = \frac{Q \cdot g_n \cdot b}{8}.$$

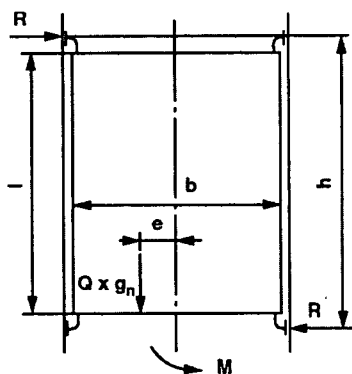


Рис. 10.5. Схема для расчета опрокидывающего момента М

Для класса В загрузки транспортными средствами с двигателем,

$$M = \frac{Q \cdot g_n \cdot b}{8},$$

или

$$M = Q \cdot g_n \cdot \left(\frac{b}{2} - 1220 \right),$$

принимается большее из двух значений.

Для класса С тяжелых грузов класса

$$M = \frac{Q \cdot g_n \cdot b}{4}.$$

Гибкость стоек каркаса кабины не должна превышать 120.

Там где верхние крепления подкосов к стойкам каркаса кабины пассажирского лифта расположены на высоте меньшей, чем $2/3 \cdot l$ от верхнего крепления к балке безопасности, допустимо увеличение гибкости до 160.

Сварные каркасы должны рассматриваться, как жесткие рамы и соответственно расчеты должны быть изменены.

Математическое решение основано на равенности углов деформации двух компонентов рамы в точке их соединения.

Например, угол поворота поперечной балки должен быть равен углу поворота верхнего конца стоек.

Угол поворота концевое сечения идентичен углу касательной к линии деформации балки и, соответственно, он определяется реактивной силой, порожденной площадью эпюры моментов, разделенной на результат произведения $E \times J$.

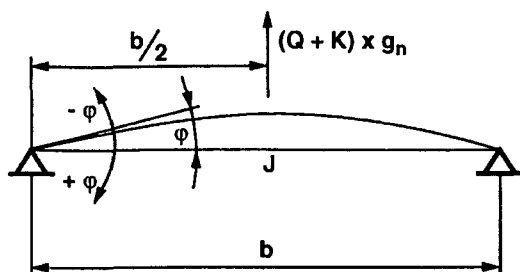
После математического определения внутренних моментов в углах рамы кабины, индивидуальные части рамы должны рассматриваться как отдельные и должны рассчитываться как простые балки.

При расчете могут иметь место следующие случаи:

Простая балка, сосредоточенная нагрузка в середине пролета (рис. 10.6).

На рис. 10.6 показаны прямое и обратное направления деформации.

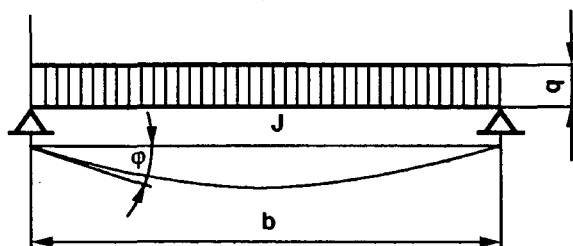
Рис. 10.6. Схема для расчета угла поворота балки



$$\varphi = -\frac{(Q + K) \cdot g_n \cdot b^2}{16 \cdot E \cdot J} \quad (10.6)$$

Простая балка, плавно распределенная нагрузка (рис. 10.7)

Рис. 10.7. Схема для расчета угла поворота балки



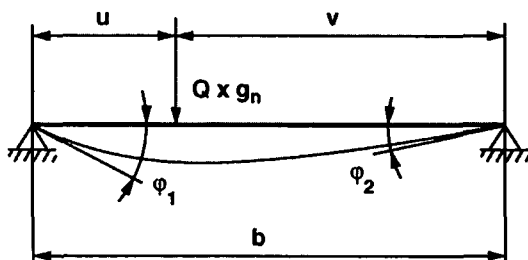
Удельная нагрузка дается по формуле:

$$q = \frac{(Q + K) \cdot g_n}{b}$$

$$\varphi = \frac{(Q + K) \cdot g_n \cdot b^2}{24 \cdot E \cdot J} \quad (10.7)$$

Простая балка, сосредоточенная нагрузка в произвольном положении (рис. 10.8).

Рис. 10.8. Схема для расчета угла поворота балки



$$\varphi_1 = \frac{Q \cdot g_n \cdot v}{6 \cdot b \cdot E \cdot J} \cdot (b^2 - v^2) \quad (10.8)$$

$$\varphi_2 = \frac{Q \cdot g_n \cdot u \cdot v \cdot (b + u)}{6 \cdot b \cdot E \cdot J} \quad (10.9)$$

Простая балка, внутренний момент в конце, где высчитывается угол деформации (рис. 10.9).

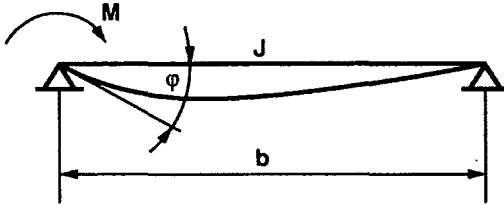


Рис.10.9. Схема для расчета угла поворота балки

$$\varphi = \frac{M \cdot b}{3 \cdot E \cdot J} \quad (10.10)$$

Простая балка, внутренний момент на другом конце (рис. 10.10)

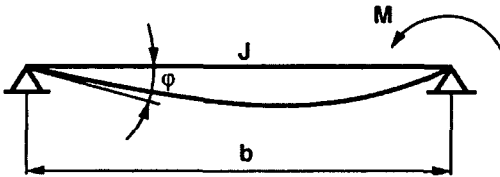


Рис. 10.10. Схема для расчета угла поворота балки

$$\varphi = \frac{M \cdot b}{6 \cdot E \cdot J} \quad (10.11)$$

Простая балка, внутренние моменты того же значения на обоих концах (рис. 10.11)

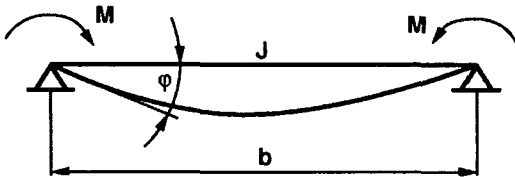


Рис. 10.11. Схема для расчета угла поворота балки

$$\varphi = \frac{M \cdot b}{2 \cdot E \cdot J} \quad (10.12)$$

Должны рассматриваться три разных рабочих условия:

(а) Нормальная работа (рабочие условия), номинальная нагрузка, равномерно распределенная по площади пола кабины.

Поперечная балка подвергается сосредоточенной нагрузке $(Q+K) \times g_n$ в середине пролета. Так как рама симметричная и нагрузка располагается симметрично относительно вертикальной оси рамы, внутренние моменты на концах поперечной балки будут одинаковыми (M_1), также как внутренние моменты на концах балки безопасности (M_2).

Размеры, моменты инерции индивидуальных компонентов, силы и внутренние моменты представлены на рис. 10.12.

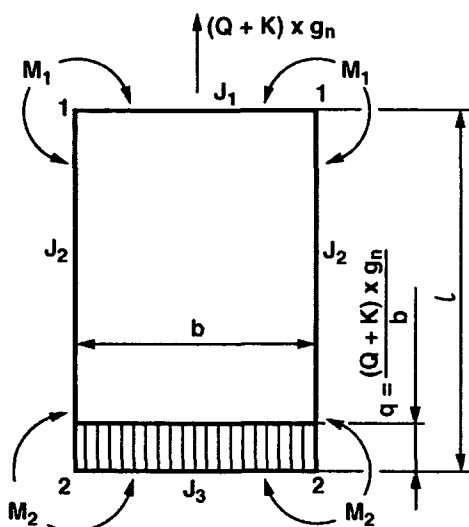
Уравнение для внутреннего момента M_1 (равенство углов поворота левого конца поперечной балки и верхнего конца стоек):

$$-\frac{(Q+K) \cdot g_n \cdot b^2}{16 \cdot E \cdot J_1} + \frac{M_1 \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_1} = -\frac{M_1 \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2} - \frac{M_2 \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2} \quad (10.13)$$

Уравнение внутреннего момента M_2 (равенство углов поворота левого конца балки безопасности и нижнего конца стоек)

$$\frac{(Q+K) \cdot g_n \cdot b^2}{24 \cdot E \cdot J_3} - \frac{M_2 \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_3} = \frac{M_2 \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{M_1 \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2} \quad (10.14)$$

Рис. 10.12. Размеры, моменты инерции, силы и моменты в отдельных частях рамы



Решив уравнения 10.13 и 10.14, мы можем получить конечные формулы для внутренних моментов M_1 и M_2 .

$$M_1 = \frac{(Q+K) \cdot g_n \cdot b^2}{24} \times \frac{6 \cdot l \cdot J_2 \cdot J_3 + 9 \cdot b \cdot J_2^2 - 2 \cdot l \cdot J_1 \cdot J_2}{l^2 \cdot J_1 \cdot J_3 + 2 \cdot b \cdot l \cdot (J_1 \cdot J_2 + J_2 \cdot J_3) + 3 \cdot b^2 \cdot J_2^2} \quad (10.15)$$

$$M_2 = \frac{(Q+K) \cdot g_n \cdot b^2}{24} \times \frac{4 \cdot l \cdot J_1 \cdot J_2 + 6 \cdot b \cdot J_2^2 - 3 \cdot l \cdot J_2 \cdot J_3}{l^2 \cdot J_1 \cdot J_3 + 2 \cdot b \cdot l \cdot (J_1 \cdot J_2 + J_2 \cdot J_3) + 3 \cdot b^2 \cdot J_2^2} \quad (10.16)$$

На рис. 10.13 показаны все части рамы кабины после того, как они были разделены, и нагрузки приложены к каждой части. Благодаря различию между M_1 и M_2 , возникнет внутренняя сила X , вызывающая растяжение поперечной балки и сжатие балки безопасности. Значение X рассчитывается по формуле:

$$X = \frac{M_1 - M_2}{l}$$

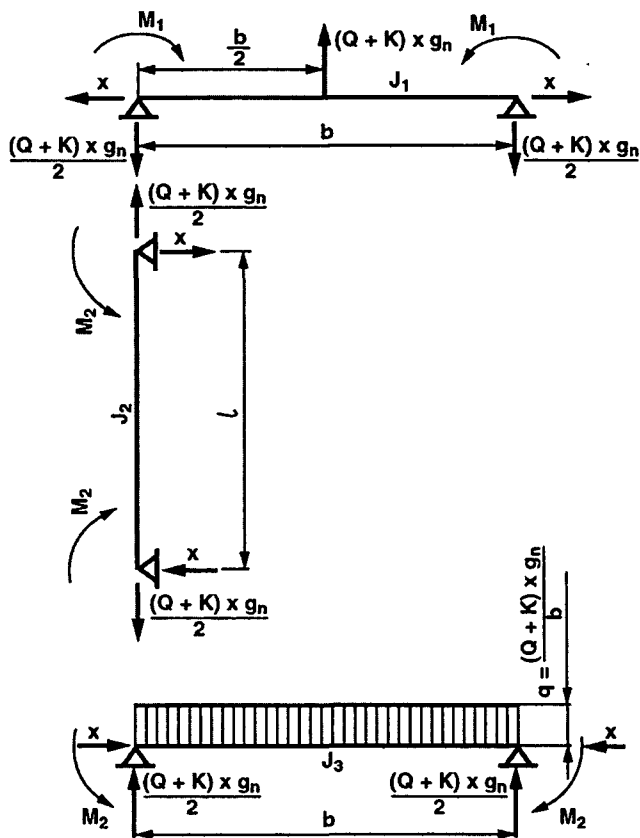
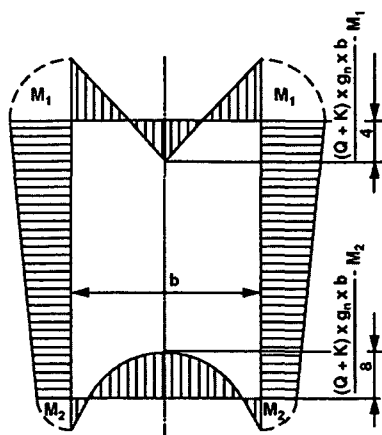


Рис.10.13. Силы и моменты, действующие на отдельные части рамы

Изгибающий момент, действующий вдоль рамы кабины, показан на рис. 10.14.

Если предположить, что нагрузка неравномерно распределена на полу кабины, тогда, с целью расчета ее бы рассматривали как сосредоточенную в точке, расположенной эксцентрично (см. рис. 10.8). Эксцентриситет, принимаемый в соответствии с классом нагрузки. Расчет более сложный, так как внутренние моменты в каждом углу разные, и для четырех неизвестных моментов должны быть составлены 4 уравнения.

Рис. 10.14. Изгибающий момент
вдоль рамы кабины



(б) Действие ловителя

На рис. 10.15 указаны основные размеры всех частей рамы кабины, моменты инерции, силы и внутренние моменты.

Коэффициент ψ учитывает динамическую силу, действующую в процессе работы ловителя, и может быть рассчитан по формуле:

$$\psi = 1 + \frac{a}{g_n}, \quad (10.17)$$

где a — ускорение замедления в процессе работы ловителя (м/с^2).

Предполагалось равномерное распределение нагрузки на пол кабины.

Будут получены два уравнения для двух неизвестных моментов M_1 и M_2 .

$$-\frac{M_1 \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_1} = \frac{M_1 \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2} - \frac{M_2 \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2} \quad (10.18)$$

$$\frac{\psi \cdot (Q + K) \cdot g_n \cdot b^2}{24 \cdot E \cdot J_3} - \frac{M_2 \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_3} = -\frac{M_1 \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2} + \frac{M_2 \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2} \quad (10.19)$$

В результате получим следующие моменты:

$$M_1 = \frac{\psi \cdot (Q + K) \cdot g_n \cdot b^2}{12} \times \frac{l \cdot J_1 \cdot J_2}{l^2 \cdot J_1 \cdot J_3 + 2 \cdot b \cdot l \cdot (J_1 \cdot J_2 + J_2 \cdot J_3) + 3 \cdot b^2 \cdot J_2^2}, \quad (10.20)$$

$$M_2 = \frac{\psi \cdot (Q + K) \cdot g_n \cdot b^2}{12} \times \frac{2 \cdot l \cdot J_1 \cdot J_2 + 3 \cdot b \cdot J_2^2}{l^2 \cdot J_1 \cdot J_3 + 2 \cdot b \cdot l \cdot (J_1 \cdot J_2 + J_2 \cdot J_3) + 3 \cdot b^2 \cdot J_2^2}. \quad (10.21)$$

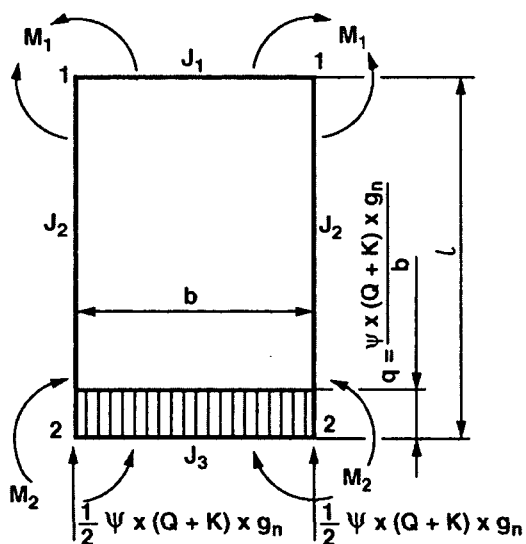


Рис. 10.15. Размеры, моменты инерции, силы и моменты, действующие на все части рамы

На рис. 10.16 показаны нагрузки, действующие на все части рамы; на рис. 10.17 – изгибающий момент вдоль рамы кабины.

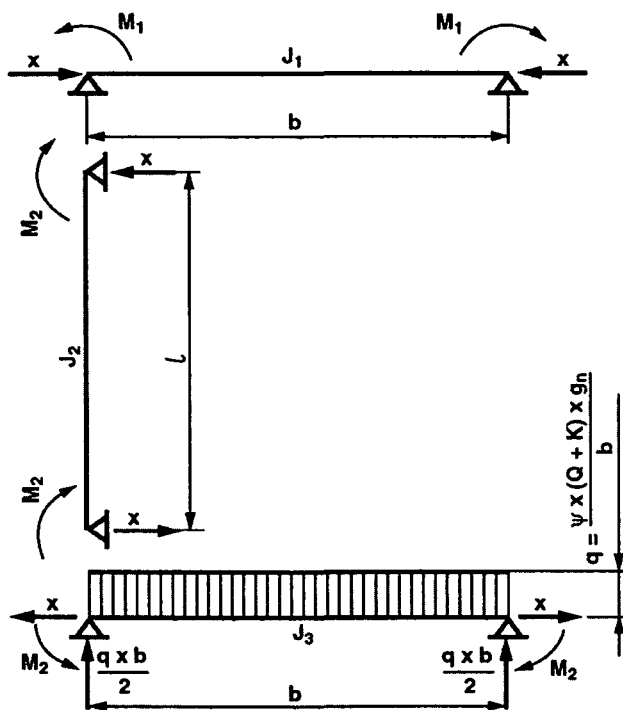
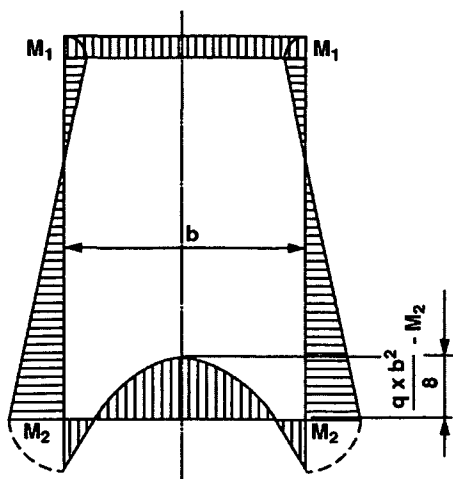


Рис. 10.16. Силы и моменты, действующие на все части рамы

Рис. 10.17. Изгибающий момент
вдоль рамы кабины



По сравнению с (а) внутренняя сила X считается по измененной формуле:

$$X = \frac{M_1 + M_2}{l}$$

(с) Действие буфера

Пример с одним буфером, расположенным в центральной точке кабины, показан на рис. 10.18. Значение коэффициента ψ такое же, как и в (б).

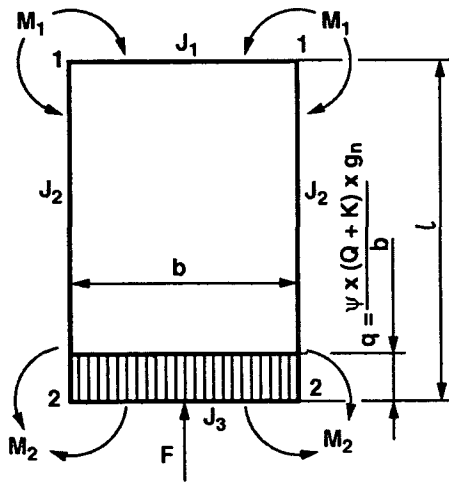


Рис.10.18. Размеры, моменты
инерции, силы и моменты,
действующие на раме

Предполагается равномерное распределение нагрузки в кабине; сила реакции буфера рассчитывается по формуле (см. также Раздел 9):

$$F = \psi \cdot (Q + K) \cdot g_n = (Q + K) \cdot (g_n + a).$$

Уравнения для внутренних моментов M_1 и M_2 следующие:

$$\frac{M_1 \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_1} = -\frac{M_1 \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{M_2 \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2}, \quad (10.22)$$

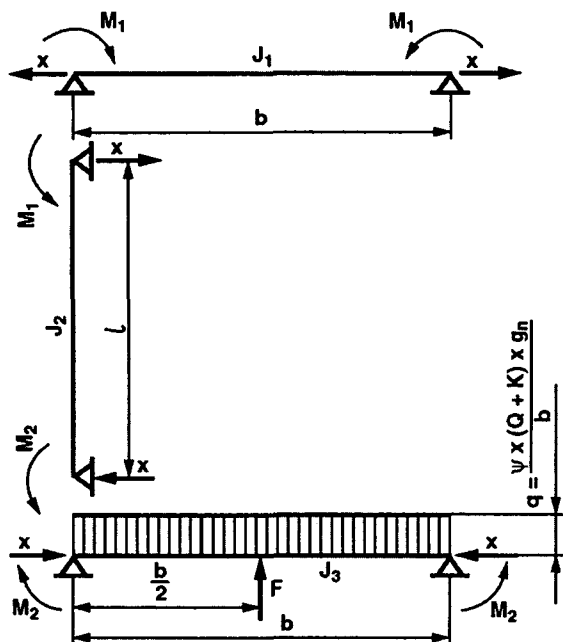


Рис. 10.19. Силы и моменты, действующие на все части рамы

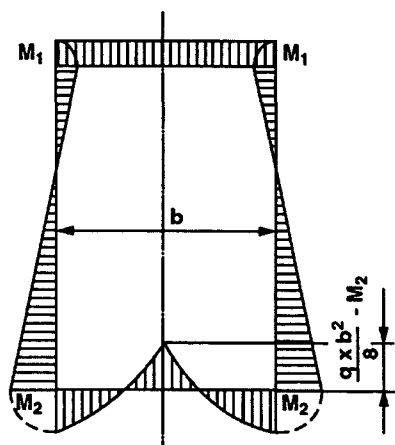


Рис. 10.20. Изгибающий момент вдоль рамы кабины

$$\begin{aligned}
 & -\frac{F \cdot b^2}{16 \cdot E \cdot J_3} + \frac{F \cdot b^2}{24 \cdot E \cdot J_3} + \frac{M_2 \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_3} = \\
 & = -\frac{M_2 \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{M_1 \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2},
 \end{aligned} \tag{10.23}$$

Из уравнений 10.22 и 10.23 можно легко получить формулу для M_1 и M_2 .

Нагрузки, действующие на компоненты рамы, показаны на рис. 10.19, изгибающий момент вдоль рамы кабины представлен на рис. 10.20. Внутренняя сила X рассчитывается по той же самой формуле, что и в (b):

$$X = \frac{M_1 + M_2}{l}.$$

11. ДВЕРИ И ПРИВОДЫ ДВЕРЕЙ

11.1. Классификация: типы дверей

Для каждого конкретного случая следует использовать наиболее подходящий тип дверей кабины и посадочных площадок.

Выбор зависит от типа лифта и его номинальной грузоподъемности. Наиболее подходящей является дверь с минимальным временем открывания и закрывания и шириной, допускающей одновременную пересадку пассажиров (рис. 11.1).

Это практически возможно при ширине двери равной или большей чем 1100 мм. Если ширина меньше, то время, необходимое для входа и выхода из кабины, будет больше, так же как и одновременная пересадка будет затруднена или вообще невозможна.

Рис. 11.1. Пересадка пассажиров, ширина двери ≥ 1100 мм

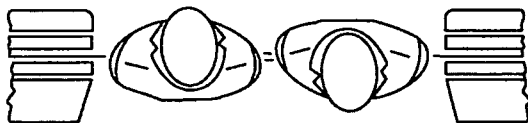
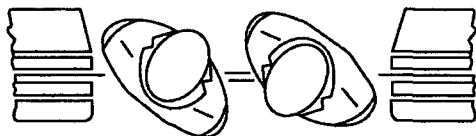


Рис. 11.2. Пересадка пассажиров, ширина двери < 1100 мм



Хотя наличие дверей, кабины предпочтительно во всех случаях, многие старые лифты в разных европейских странах кабины не имеют дверей кабины. Это по большей части грузовые лифты. Многие пассажирские лифты небольшой грузоподъемности в больших жилых районах также не оборудованы дверями.

В настоящее время кабины должны оборудоваться дверями, чтобы соответствовать стандартам EN 81-1 и A17.1.

Двери пассажирских лифтов преимущественно изготавливаются из металла, дерева с огнестойкой пропиткой или другого эквивалентного по огнестойкости материала.

Требования к прочности створок дверей немного отличаются в зависимости от стандарта.

В соответствии с EN 81-1, двери в закрытом положении, подвергаемые действию силы в 300 Н, перпендикулярной к поверхности створки в любой точке и равномерно распределенной на площадке 500 мм^2 круглой или квадратной формы, должны:

- (а) противостоять остаточной деформации;
- (б) противостоять упругой деформации большей 15 мм;
- (с) удовлетворительно работать после такого испытания..

В А17.1 утверждается, что полностью закрытые двери, подвергаемые воздействию силы 334 Н, приложенной к площадке в 305 мм² (1 ft) квадратной формы, под прямым углом приблизительно в центре двери не должна выгибаться за пределы порога кабины. При аналогичном воздействии силы в 1112 Н не должно происходить разрушения двери или выхода из направляющих.

Там где используются многостворчатые двери, каждая створка должна выдерживать указанную выше силу.

Если шахтные двери управляются вручную, они должны быть оборудованы минимум одним смотровым окном, удовлетворяющим следующим условиям:

- (a) достаточная механическая прочность,
- (b) минимальная толщина 6 мм,
- (c) минимальная общая прозрачная площадь 0,015 м²; минимальная прозрачная площадь одного окна 0,01 м²,
- (d) ширина окна минимум 60 мм и максимум 150 мм; нижний край окна шире 80 мм должен располагаться на высоте не менее 1 м над уровнем этажной площадки.

Должна быть исключена возможность открывания шахтной двери или любой её створки в случае многостворчатой конструкции, пока кабина не остановится или будет находиться в зоне отпирания замка.

Зона отпирания должна быть не более 0,2 м над и под уровнем посадочной площадки.

В случае применения дверей кабины и шахты, одновременно открываемых механическим способом, зона отпирания может быть увеличена до 0,35 м над и под уровнем посадочной площадки.

Оборудование двери должно позволить пассажиру двигать створку двери кабины и связанной с ней механически шахтной двери вручную при прекращении подачи энергии, когда кабина находится в зоне отпирания замка. Сила, необходимая для проведения этой операции, не должна превышать 300 Н (EN 81-1) или 334 Н (А17.1).

Когда дверь закрыта, рабочие зазоры между створками и между створками и любой частью рамы ограждения двери не должны превышать 6 мм. Износ может увеличить это значение до 10 мм.

При ручном воздействии силой 150 Н в направлении открывания ведущей панели двери в наиболее неблагоприятной точке, зазор может превысить 6 мм, но должен быть меньшим или равным 30 мм для дверей бокового открывания и 45 мм для дверей центрального открывания.

Минимальная высота в свету дверного проема 2 м.

На каждой шахтной двери должна быть установлена электромеханическое блокировочное устройство. Это устройство выполняет двойную функцию: оно механически запирает дверь, гарантируя, что дверь не откроется, пока кабина не придет на этаж; и электрический контакт гарантирует, что лифт не будет перемещаться, когда дверь не заперта.

Существует много типов дверей кабины и шахтных дверей.

Основным критерием для классификации всегда была механическая конструкция. Соответственно, и двери классифицируются как показано ниже.

11.1.1. Распашные двери

Они могут быть одностворчатыми (рис. 11.3) или двухстворчатыми с центральным открыванием (рис. 11.4).

Одностворчатая дверь часто использовалась в качестве шахтной двери пассажирских лифтов небольшой грузоподъемности в жилых районах, где довольно низкая интенсивность перевозки.

Она требует дополнительного места в вестибюле для открывания; открывается вручную; довольно велико время открывания и закрывания.

Популярна конструкция двери открываемой вручную с использованием устройства закрывания для предотвращения хлопанья. Однако пассажир должен сжать пружину при открывании двери. Это ощутимый недостаток, и дополнительные затраты денег приносят небольшую пользу.

На кабинах могут применяться двухстворчатые двери центрального открывания, состоящие из двух створок.

Пространство, необходимое для открывания, значительно меньше по сравнению с одностворчатой дверью, но ограничивается площадь пола для пассажиров и, если кабина полностью нагружена, создается дискомфорт для пассажиров.

Петли дверных створок обычно невидны, т.к. они скрыты соответствующим способом.

В шахтной двери имеется смотровое окно, предупреждающее ожидающих пассажиров о том, что кабина прибыла на определенный этаж.

11.1.2. Горизонтально раздвижные двери

Эти двери наиболее часто используются в пассажирских лифтах; они представляют преимущество бесшумной и более быстрой работы по сравнению с любым другим типом дверей и они очень удобные для моторного управления.

Они классифицируются так:

(а) одностворчатая дверь (рис. 11.5), правосторонняя или левосторонняя;

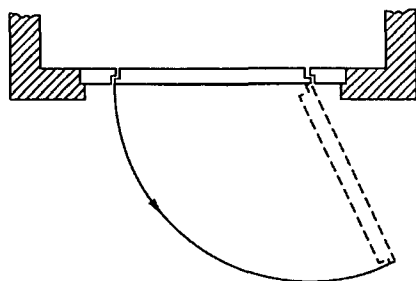


Рис. 11.3. Одностворчатая распашная дверь

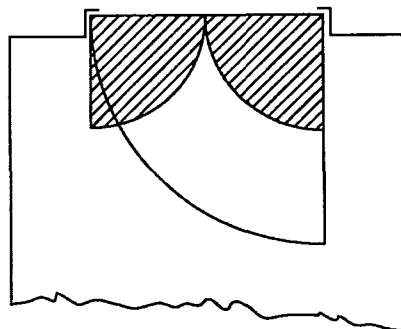


Рис. 11.4. Двухстворчатая распашная дверь

(b) односторонние, двухскоростные (рис. 11.6) или трехскоростные (трехстворчатые) (рис. 11.7).

Преимущество дверей с боковым открыванием является удобное размещение на узкой кабине. Каждая дверная створка перемещается по отдельной подвесной линейке и направляется своим пазом порога.

При полном открывании дверные створки полностью складываются.

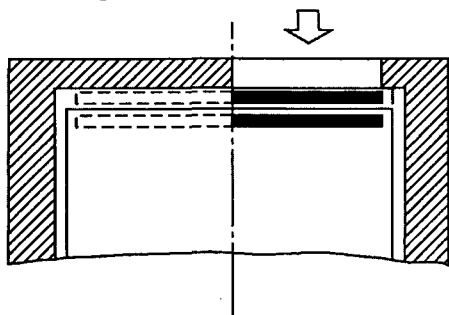


Рис. 11.5. Одностворчатая раздвижная дверь

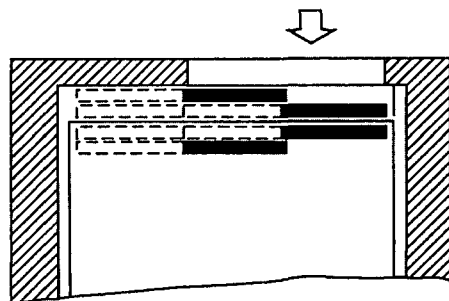


Рис. 11.6. Двухскоростная раздвижная дверь бокового открывания

Для обеспечения требуемого соотношения скоростей створок использует механизм канатной связи.

С трехскоростными дверьми может быть достигнута большая ширина открывания, чем с двухскоростными дверьми в той же шахте лифта.

При использовании односторонних раздвижных дверей должна учитываться реакция, действующая на конструкцию кабины, в отношении колебания кабины. Кроме того, необходима большая глубина порога.

(с) Двери центрального открывания, односторонние (рис. 11.8) или двухскоростные (четыре створчатые) показанная на рис. 11.9, а на рис. 11.10 представлена фотография закрытых дверей кабины, снятая с внешней стороны.

Трехскоростные (шесть створчатые) двери применяются реже.

В односторонних дверях используются две створки расположенные в одной плоскости и движущиеся в противоположном направлении при открывании и закрывании. Это достигается с помощью устройства подвески.

Приводная створка двери называется «приводной», а другая рассматривается, как «ведомая».

Двухскоростные двери имеют 4 дверные створки. При открывании и закрывании две дверные створки перемещаются в противоположном направлении по отношению к двум другим.

Каждая сторона состоит из двух створок, с соотношением скорости 2:1, работающих как двухскоростная дверь бокового открывания.

Для двухскоростных дверей центрального открывания требуются сдвоенная подвесная направляющая линейка и два паза порога.

По сравнению с односторонними дверями, благодаря тому, что двери складываются в открытом положении, может быть достигнута большая ширина открывания в том же самом доступном пространстве.

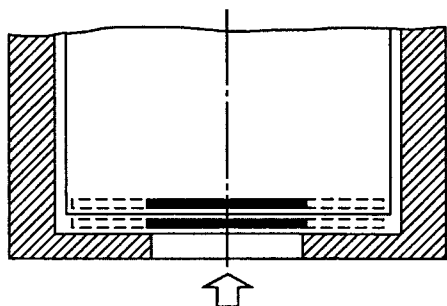


Рис.11.8. Односкоростная дверь центрального открывания

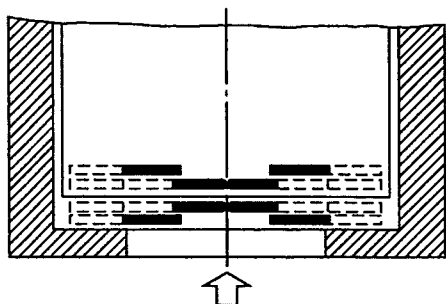


Рис.11.9. Двухскоростная дверь центрального открывания

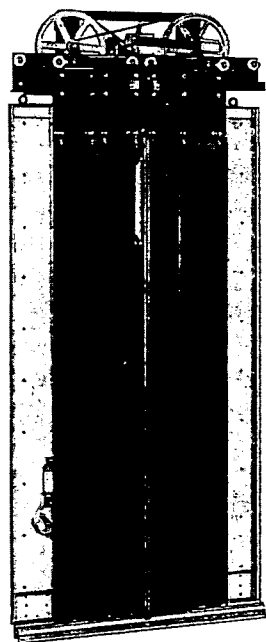


Рис.11.10. Двухскоростная дверь кабины центрального открывания, вид снаружи (I.G.V.)

Однако такая система дверей более сложная и дорогая, и используется с лифтами подходящей провозной способности, с такими как в офисных зданиях, гостиницах и т.д., где увеличенная цена оправдывается.

Так как конструкция дверей центрального открывания приводит к взаимно уравновешенным реакциям без колебания кабины, могут быть приняты более высокие скорости дверей.

(d) многопанельная дверь (рис. 11.11)

На рис. 11.11 показаны двери центрального и бокового открывания, а также детали панелей на криволинейном участке пути.

Двери изготовлены фирмой CEITA s.r.l. (Италия).

Этот тип дверей используется там, где требуется большая свободная ширина входа, т.е. в грузовых лифтах с погрузкой моторными средствами или тележками.

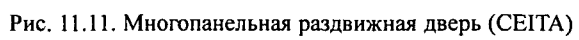
Время открывания и закрывания раздвижных дверей зависит от устройства двери, свободной ширины входа и общей подвижной массы системы дверей.

При применении дверей бокового открывания это время значительно больше, чем для дверей центрального открывания.

Скорость дверных створок, которая зависит в большой степени от приводного механизма, не может быть слишком высокой, т.к. усилие, необходимое для предотвращения закрывания раздвижной двери, не должна превышать 150 Н (по EN 81-1) или 133 Н (A17.1), соответственно.

Это условие должно быть удовлетворено в пределах 1/3-2/3 перемещения двери в соответствии с A17.1, а в пределах 1/3 до полного открывания в соответствии с EN 81-1.

Кинетическая энергия двери кабины при средней скорости закрывания должна быть не больше 10 Дж (EN 81-1) или 9.49 Дж (A17.1).



Защитное устройство должно автоматически вызывать повторное открывание дверей, если пассажир получил удар или может получить удар от двери в процессе закрывания.

Если система не имеет чувствительного защитного устройства (устройства повторного открывания) или это устройство не функционирует после определенного периода времени, кинетическая энергия двери не должна превышать 4 Дж (EN 81-1) или 3,39 Дж (A17.1).

Средняя скорость закрывания рассчитывается для полного пути перемещения за вычетом 25 мм от крайних положений для дверей центрального открывания и 50 мм от крайних положений для дверей бокового открывания.

Автоматические двери кабины и шахтные двери двигаются одновременно.

Двери кабины приводятся в движение при механическом сцеплении между дверьми кабины и шахтными дверями.

Эта механическая связь состоит из вертикальной отводки (или пары отводок, в зависимости от типа двери), смонтированной на дверь кабины и пары роликов, встроенных в замок шахтной двери.

В процессе открывания и закрывания дверей отводки сцепляются с роликами.

Когда дверь кабины начинает открываться, давление отводок на ролики отпирает шахтную дверь. Когда двери закрываются, цепь блокировки не замкнется, пока шахтная дверь не будет полностью закрыта.

Полное закрывание шахтной двери гарантируется грузовыми замыкателями или пружиной закрывания двери.

Как только дверь кабины достигнет полностью закрытого положения, отводки перестают взаимодействовать с роликами замка.

Когда кабина движется, между отводками и роликами обеспечивается достаточный рабочий зазор.

Как уже указывалось, каждая створка горизонтально раздвижных дверей направляется вверх поддерживающей линейкой, а внизу пазом порога.

Типичная конструкция подвески показана на рис. 11.12.

Подвесная каретка 3, прикрепленная болтами к дверной створке 4, оснащена основными роликами 1 большого диаметра, катящимися вдоль опорной линейки 5, выполненной из массивной стальной полосы.

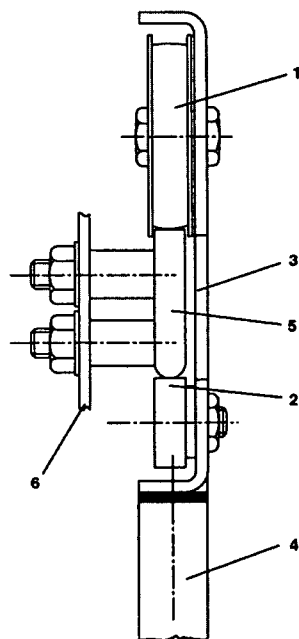


Рис.11.12. Конструкция подвески двери: 1 – основной ролик, 2 – контроллер, 3 – каретка, 4 – створка двери, 5 – опорная линейка, 6 – рама кабины

Контрролики 2 меньшего диаметра препятствуют подъему створки.

Линейка смонтирована на раме каркаса кабины 6.

Основные ролики имеют резиновые обода для уменьшения передачи шума и вибрации на кабину лифта.

На рис. 11.13 показан основной ролик большого диаметра компании Moline Accessories Co. (США), оснащенный полиуретановым ободом. Стальные диски на обеих сторонах, держат дверную панель на направляющей в случае термического распада полиуретана, т.е. пожара.

Верхние направляющие наиболее важных дверных устройств показаны на следующих рисунках:

двухскоростная, бокового открывания – рис. 11.14

трехскоростная, бокового открывания – рис. 11.15

односкоростная, центрального открывания – рис. 11.16

двухскоростная, центрального открывания – рис. 11.17.

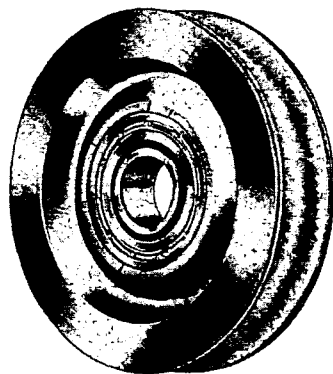


Рис. 11.13. Основной ролик большого диаметра (Moline Accessories Co.)

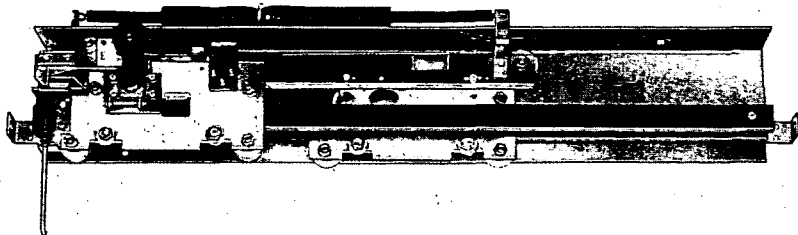


Рис.11.14. Верхняя направляющая для двухскоростной двери бокового открывания (I.G.V)

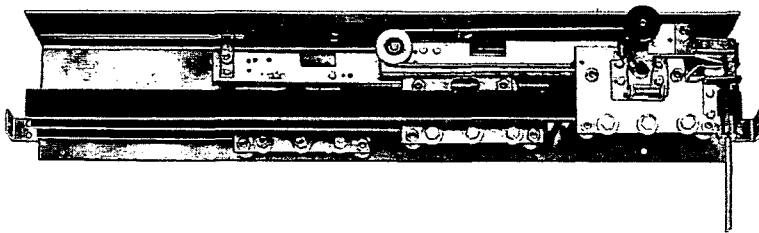


Рис.11.15. Верхняя направляющая для трехскоростной двери бокового открывания (I.G.V)

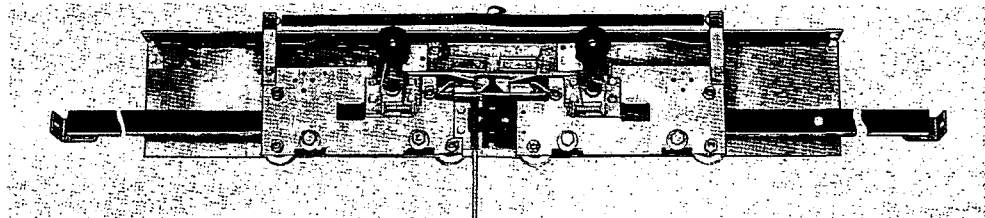


Рис. 11.16. Верхняя направляющая для односкоростной двери центрального открывания (I.G.V)

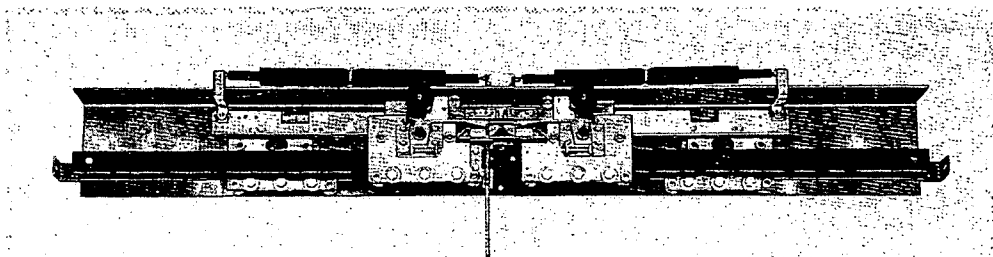


Рис. 11.17. Верхняя направляющая для двухскоростной двери центрального открывания (I.G.V)

Механическая связь между панелями двухскоростной двери бокового открывания показана на рис.11.18.

Связь достигается с помощью бесконечного каната и двух блоков, смонтированных на более медленной «ведомой» створке 2.

Более быстрая «приводная» створка 1 соединена с канатом, зафиксированном в точке а. Когда панель 1 начинает двигаться, она передвигает канат со скоростью v , а скорость панели 2 равна $v/2$ из-за кратности канатной системы 2:1.

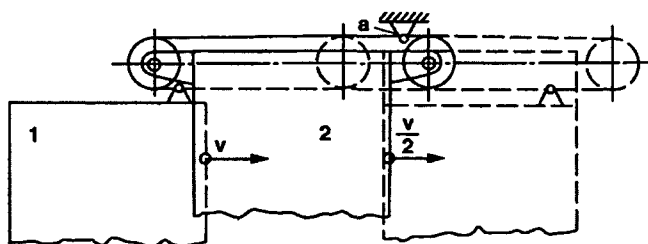


Рис.11.18. Механическая связь между створками двухскоростной двери бокового открывания

Каждая створка имеет свою собственную верхнюю направляющую, так же как паз в пороге для направления вниз.

Соединение между створками односкоростной двери центрального открывания очень простое (рис. 11.19). Канатная система с двумя блоками, смонтированная на раме кабины, дает возможность створкам двигаться в противоположном направлении, т.к. они соединены с различными ветвями каната.

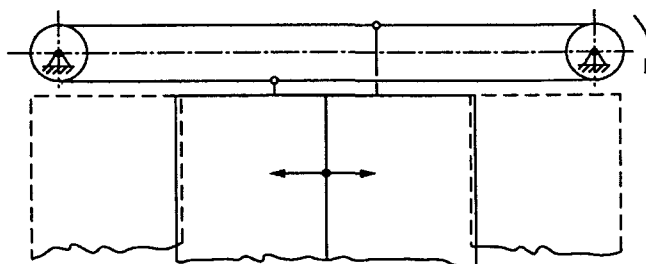


Рис.11.19. Механическая связь между створками односкоростной двери центрального открывания

Кинетическая энергия системы дверей

Кинетическая энергия всех движущихся масс системы дверей рассчитывается по общеизвестной формуле:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (11.1)$$

В уравнении 11.1 первый элемент представляет энергию поступательного движения масс при прямолинейном движении, а второй элемент – энергию вращающихся масс. Приняты следующие обозначения величин:

M – общая масса, участвующая в прямолинейном движении (кг), v – скорость поступательно движущихся масс (м/с), I – момент инерции вращающихся масс (кг м²), ω – угловая скорость (1/с).

При расчете воздействия энергии вращающихся масс на пассажира в процессе движения закрывания приведение энергии вращающихся масс ротора, зубчатых колес редуктора и т.п. к энергии поступательного перемещения створок должно производиться с учетом потерь энергии от действия сил трения.

Диаграмма изменения скорости створок обычно имеет вид синусоиды, так как большинство механизмов привода (более или менее современных) обеспечивают такой гармонический характер движения. Конечно, существуют механизмы привода дверей обеспечивающие управляемую линейную диаграмму движения трапецеидальной формы. Обе эти возможности представлены на рис. 11.20 (см. также рис. 11.37).

Максимальная скорость двери $v_{\max}$ при синусоидальной диаграмме:

$$v_{\max} = \frac{\pi}{2} \cdot v_a = 1,57 \cdot v_a, \quad (11.2)$$

где v_a – средняя скорость двери в процессе закрывания (м/с).

При трапецеидальной диаграмме $v_{\max}$ рассчитывается по формуле:

$$v_{\max} = \frac{2 \cdot a + b}{a + b} \cdot v_a, \quad (11.3)$$

Например, если $b = a$, $v_{\max} = 1,5 \cdot v_a$.

На рис. 11.20 показаны симметричные диаграммы, которые не являются необходимыми во всех случаях.

Стандартные размеры горизонтально раздвижных дверей, которые в настоящее время используются в Европе, имеют ширину проема, 800 мм – 1100 мм, в зависимости от номинальной нагрузки. Открытие двери большого лифта составляет 1300 мм.

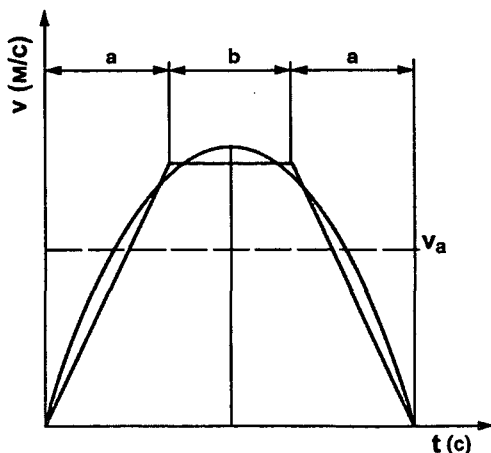


Рис. 11.20. Диаграммы скорости закрывания двери

11.1.3. Складные двери

Наиболее распространенные типы:

(а) решетчатые двери, с ручным управлением, популярные до 2-ой мировой войны, которые все еще можно встретить на старых лифтах,

(б) стальные или алюминиевые складные двери, состоящие из вертикальных элементов (панелей).

Панели механически соединяются поворотными пальцами; по крайней мере, каждый четвертый элемент должен иметь направляющую вверх и каждый второй - вниз.

Панели дверей должны иметь гладкую поверхность без углублений и выступающих приливов.

На рис. 11.21 показана пара складных дверей, одна в открытом положении, другая - в закрытом. Пространство, занимаемое дверью в «сложенном» положении, очень небольшое и глубина равна ширине одной панели.

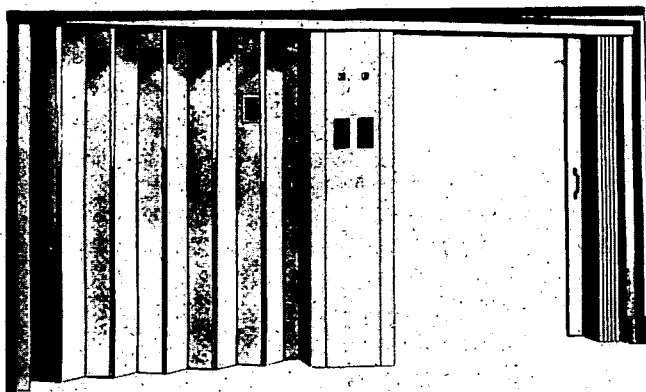


Рис. 11.21. Складные двери

11.1.4. Вертикально раздвижные двери

Они могут быть раздвижными вверх или центрального открывания.

Раздвижные вверх двери обычно состоят из одной створки, но также могут состоять из двух движущихся вверх створок, которые должны быть уравновешены. Эти двери используются, когда есть ограниченное доступное пространство на самой верхней посадочной площадке. Оба типа дверей показаны на рис. 11.22.

В дверях центрального открывания, при открывании, нижняя створка скользит вниз, а верхняя - вверх. Обе створки двигаются по вертикальным направляющим двери и уравновешивают друг друга. (схема - рис. 11.23; фотография - рис. 11.24).

Эта дверь с ручным или электрическим приводом используется исключительно на тяжелых грузовых лифтах.

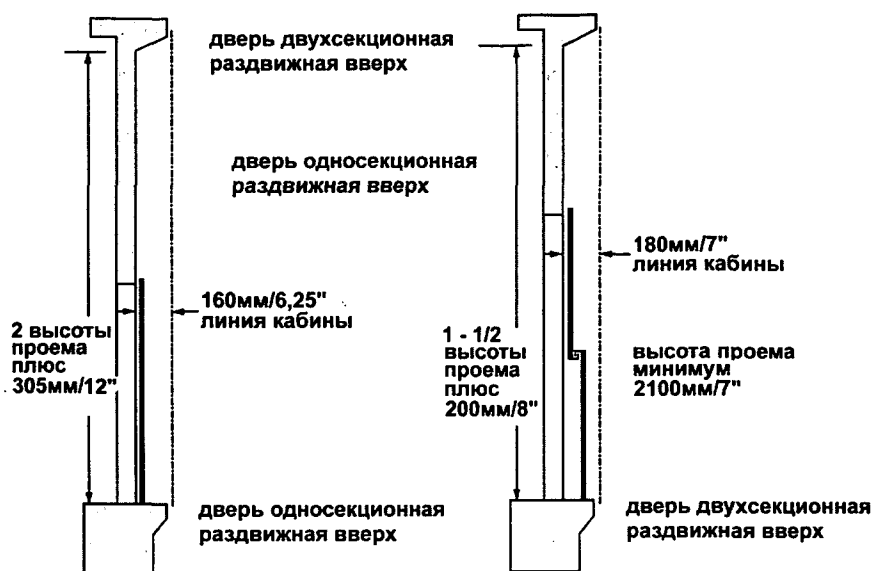


Рис. 11.22. Двери вертикально раздвижные вверх (Peelle Company)

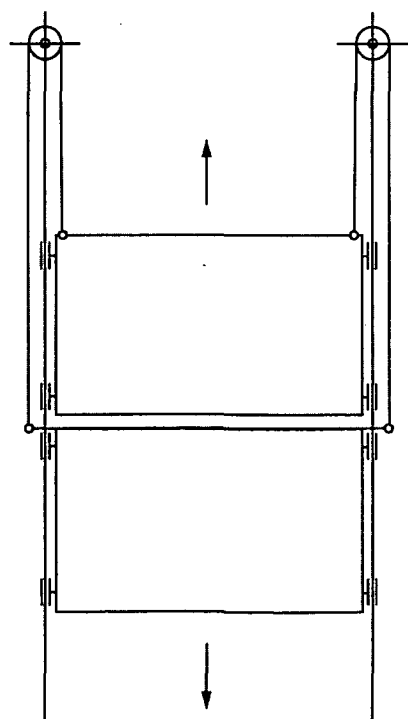


Рис.11.23. Схема вертикально раздвижной двери центрального открывания

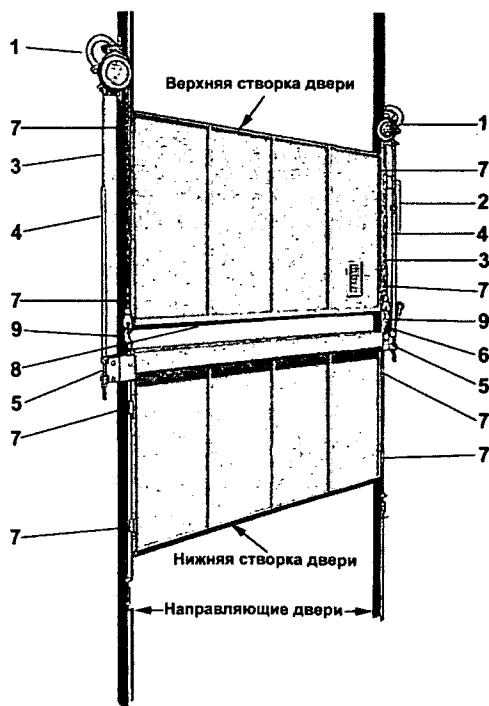


Рис. 11.24. Дверь центрального открывания (Peelle Company): 1 – привод дверей, 2 – ограничитель двери, 3 – цепь подвески, 4 – тяги цепи, 5 – кронштейн, 6 – замок, 7 – направляющие башмаки, обычно 8 – эластичная шина, 9 – натяжной зажим

В EN 81-1 определены условия, при которых могут использоваться шахтные двери центрального открывания:

- (а) закрывание – под постоянным контролем пользователей,
- (б) средняя скорость закрывания створок не превышает 0,3 м/с,
- (с) дверь кабины не перфорирована; для грузовых лифтов она может быть перфорирована или иметь сетчатую конструкцию створки.

Размеры ячеек сетки или перфорации не должны превышать 10 мм по горизонтали и 60 мм по вертикали,

- (д) дверь кабины минимум на две трети закрыта до того, как шахтная дверь начнет закрываться.

При хорошей конструкции дверь не выходит за границы дверного проема, позволяя использовать полную высоту. Поверхность двери должна быть гладкой со стороны помещения без выступающих частей рамы.

Подвесные канаты или цепи должны быть спроектированы с коэффициентом запаса минимум 8 (EN 81-1) или 5 (A17.1).

Тип дверей, усиленной конструкции с погрузочным порогом, спроектирован, чтобы удовлетворять требованиям загрузки.

К верхней створке прикреплена шина безопасности во избежание опасности травматизма, когда рука сопровождающего груз застревает между створками двери. Шина безопасности изготовлена из эластичного, огнестойкого материала. Фрагмент конструкции шины безопасности и погрузочного порога представлен на рис. 11.25.

Вертикально раздвижные двери центрального открывания обычно подразделяются на две категории:

- (а) обычная дверь с узким (обычным) или широким (расширенным) порогом,
- (б) дверь проходного типа.

Вертикальные разрезы обоих типов показаны на рис. 11.26.

Дверь проходного типа используется там, где высота этажа недостаточна для открывания дверей без помех со стороны закрытой двери вверху или внизу.

Верхняя панель образует уступ относительно стены шахты, для того, чтобы пропустить нижнюю часть закрытой двери на выше расположенном этаже (этажом выше). При этом типе дверей погрузочный порог шире.

Она оборудована огнезащитной поворотной перемычкой, которая перекрывает зазор между верхней секцией двери и стеной со стороны рамы двери. Перемычка установлена на оси так, что поворачивается вниз, когда верхняя створка проходит закрытую створку этажом выше. Перемычка подвешена так, что она опускается, перекрывая зазор, когда верхняя панель двери скользит вниз, т.к. при закрывании.

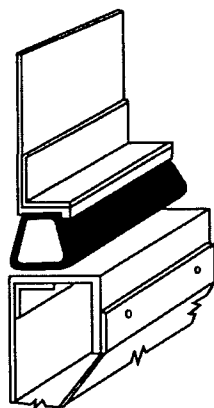


Рис.11.25. Шина и погрузочный порог

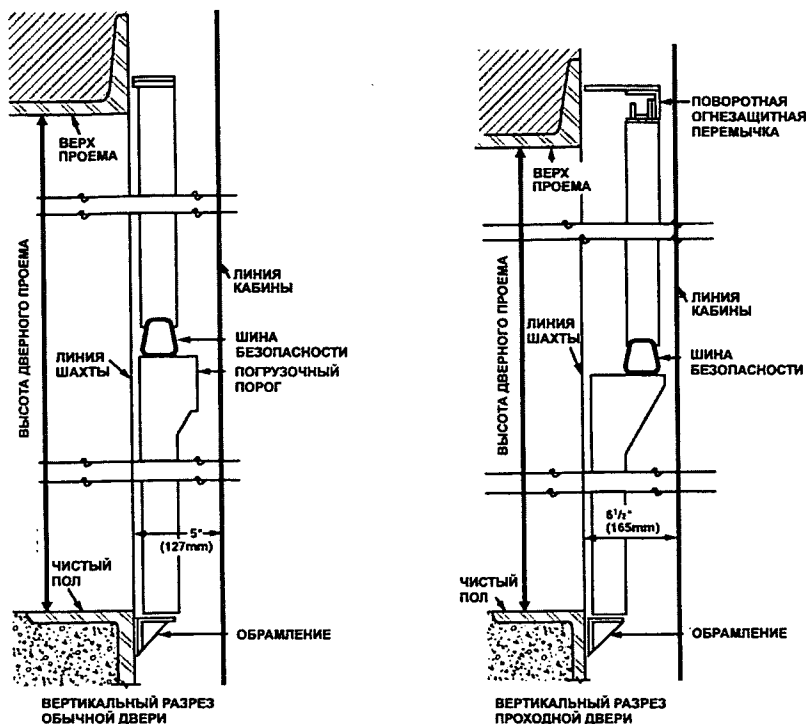


Рис. 11.26. Вертикальный разрез дверей центрального открывания

11.2. Привод дверей

Двери открываются вручную или под действием энергии привода.

Ручное управление в настоящее время используется в распашных, раздвижных или складывающихся дверях малых пассажирских лифтов в жилых зданиях и в вертикально раздвижных дверях некоторых грузовых или сервисных лифтов.

11.2.1. Привод горизонтально раздвижных дверей

При наличии двух створок привод может действовать непосредственно на обе створки или только на одну из них, если предусмотрена механическая связь, соответствующая рис. 11.18 и 11.19.

На рис. 11.27 показан привод двухстворчатой, двухскоростной двери бокового открывания. Работа системы ясно показана на схеме, где обозначены составляющие элементы. В положении открывания створки заходят друг за друга (обозначено пунктиром).

Способ приведения в действие обеих створок односкоростной двери центрального открывания показан на рис. 11.28.

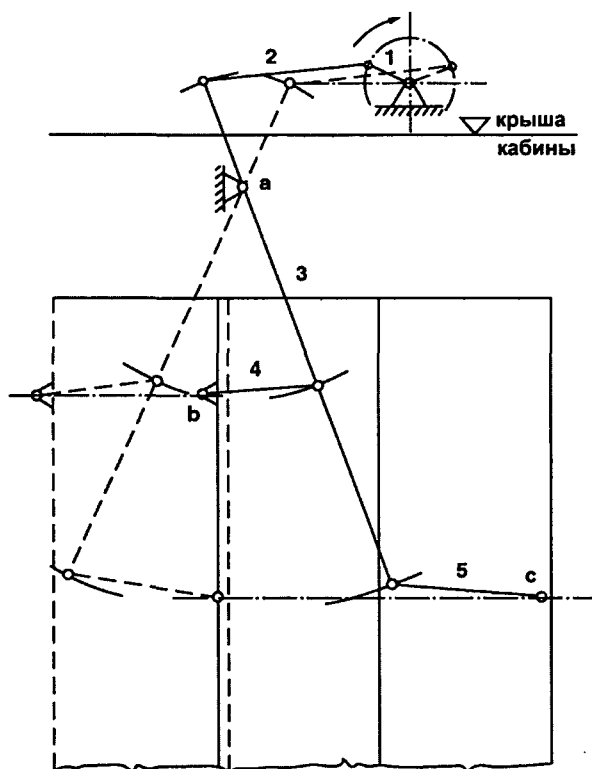


Рис. 11.27. Схема привода двухскоростной двери бокового открывания:
 1 – кривошип, 2 – соединительная тяга, 3 – приводной рычаг, 4, 5 – соединительные рычаги;
 а – точка вращения приводного рычага 3, b и c – точки, в которых рычаги 4 и 5 соединены со створками двери

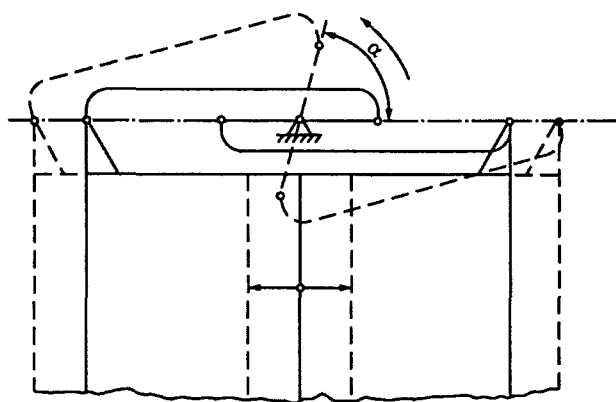


Рис.11.28. Схема привода односкоростной двери центрального открывания

Привод для управления одной створкой двери.

На рис. 11.29 показан простой привод двери, изготовленной Otis Elevator Co.; фотография системы привода представлена на рис. 11.30.

Энергия движения получается от небольшого фланцевого двигателя переменного тока, соединенного со звездочкой цепи посредством червячного редуктора.

Звездочка 1 приводит в действие цепь Галя 2, концы которой закреплены на сегменте 3 в точках а и б. На сегменте 3 в точке с закреплен приводной рычаг 4. Рычаг 4 соединен со створкой двери в точке d посредством короткой тяги 5.

Другой привод двери того же изготовителя показан на рис. 11.31 с дверными подвесками и створками двери.

Фланцевый двигатель постоянного тока воздействует на приводной рычаг через двухступенчатый зубчатый редуктор.

Прямоугольное цилиндрическое зубчатое колесо второй ступени входит в зацепление с зубчатой рейкой, которая движется в расширенной нижней части корпуса редуктора и действует как масляный амортизатор в обоих направлениях движения двери.

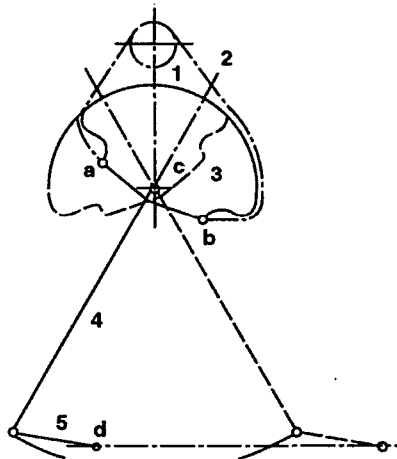


Рис. 11.29. Схема простого привода двери (Otis Elevator Co.)

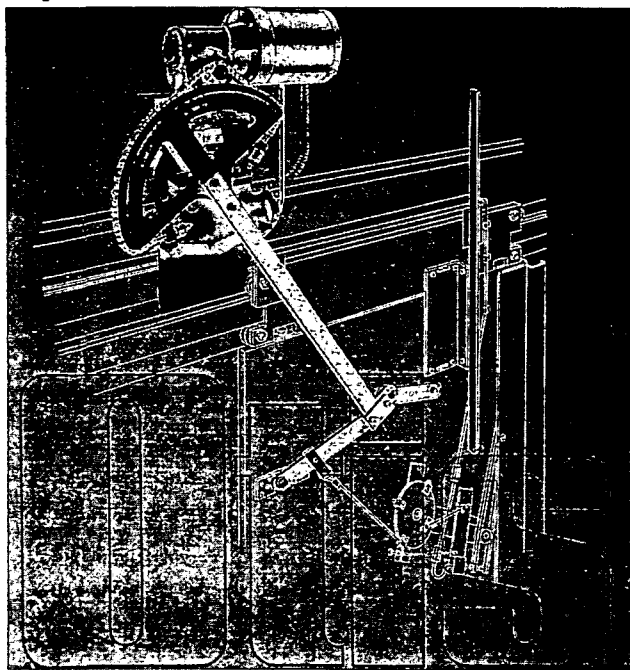


Рис. 11.30. Простой привод двери (Otis Elevator Co.)

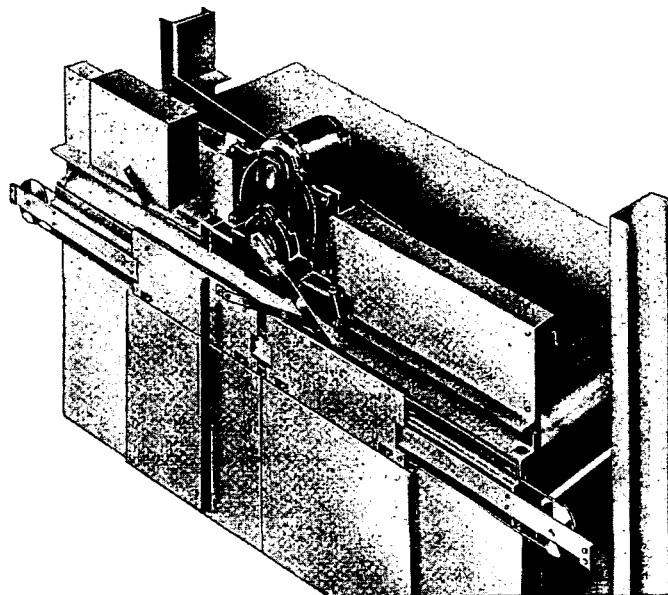


Рис.11.31. Привод двери (Otis Elevator Co)

Приводы двери производства компании I.G.V. показаны на следующих рисунках:

двухскоростная дверь бокового открывания – рис.11.32;

трехскоростная дверь бокового открывания – рис.11.33;

односкоростная дверь центрального открывания – рис.11.34;

двухскоростная дверь центрального открывания – рис.11.35.

Механизм управления двери приводится в действие двигателем переменного или, как альтернатива, двигателем постоянного тока, через пару зубчатых ремней.

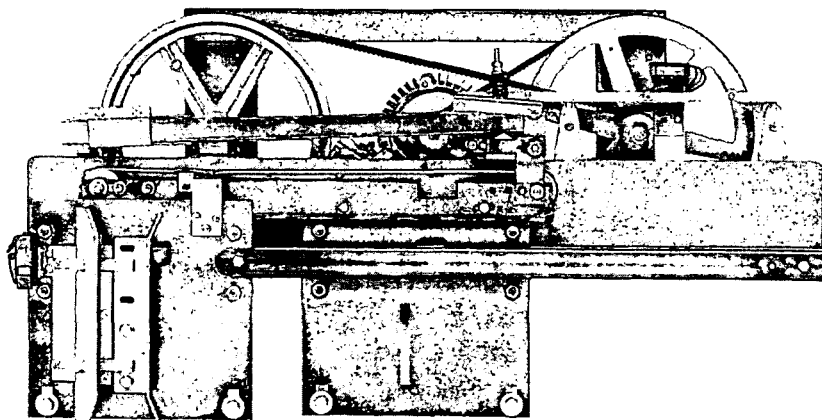


Рис.11.32. Привод двухскоростной двери бокового открывания (I.G.V)

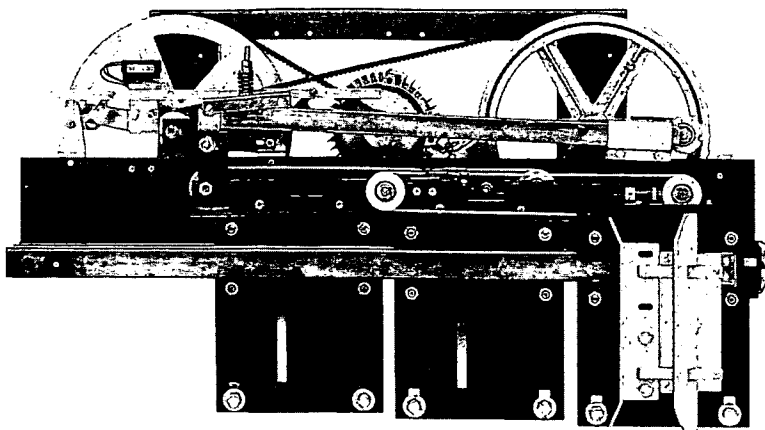


Рис.11.33. Привод трехскоростной двери бокового открывания (I.G.V.)

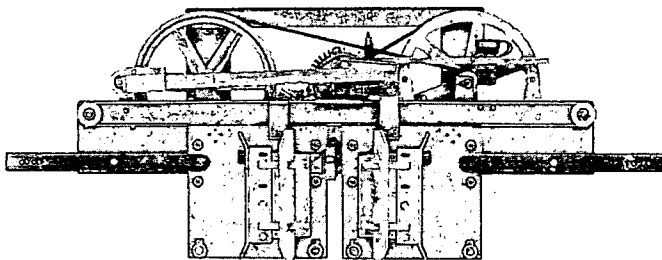


Рис.11.34. Привод односкоростной двери центрального открывания (I.G.V.)

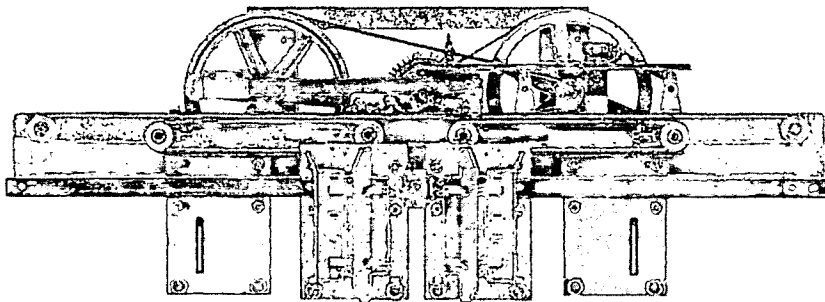


Рис.11.35. Привод двухскоростной двери центрального открывания (I.G.V.)

Устранение зубчатых передач обеспечивает бесшумную работу.

Показана механическая связь между створками дверей, а также выступающие отводки для механического соединения между дверьми кабины и шахтными дверьми.

Привод двери, изготовленный F.X. Meiler GmbH (Германия), показан на рис.11.36. Основным компонентом является винт, приводимый в действие через ременную передачу от бесшумного двигателя переменного тока с переключаемыми полюсами или, как альтернатива, двигателем постоянного тока с электронным управлением.

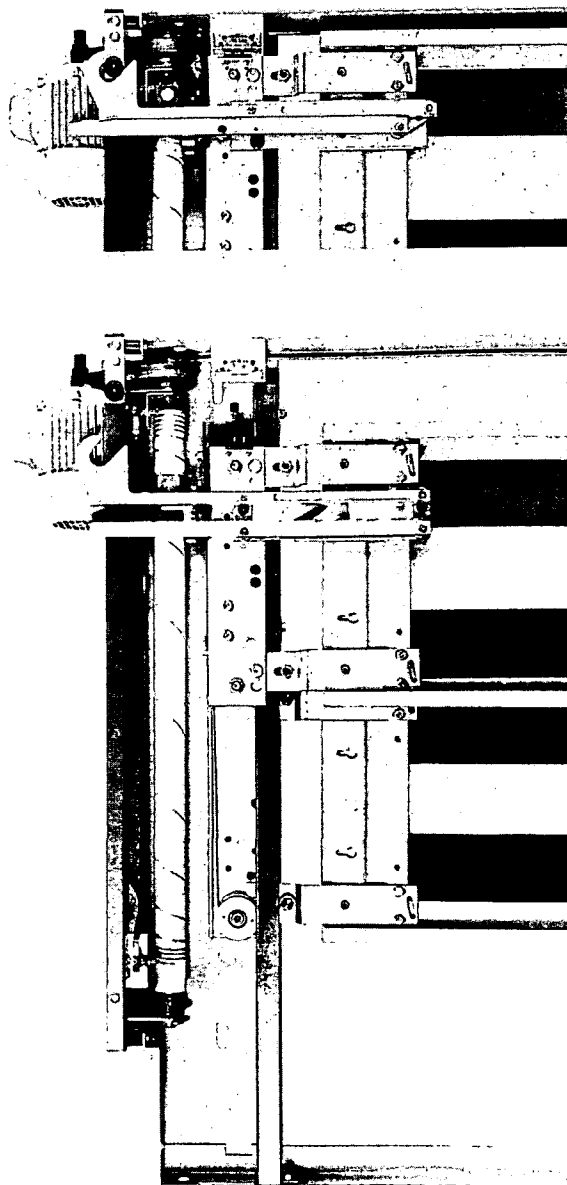


Рис.11.36. Винтовой привод двери (F.X.Meiller)

Винт, изготовленный из стали с высококачественным пластиковым покрытием, опирается на два самоустанавливающихся подшипника и имеет резьбу с переменным углом подъема винтовой линии. Угол подъема приближается к нулю на концах и увеличивается по направлению к центру винта.

Винт оборудован цилиндрической гайкой и регулируемой подпружиненной защелкой для передачи движения от винта створкам двери.

Угол подъема и число оборотов винта определяют текущее значение скорости двери.

Зависимость между скоростью и перемещением двери показаны на рис. 11.37 для двух размеров ширины проема.

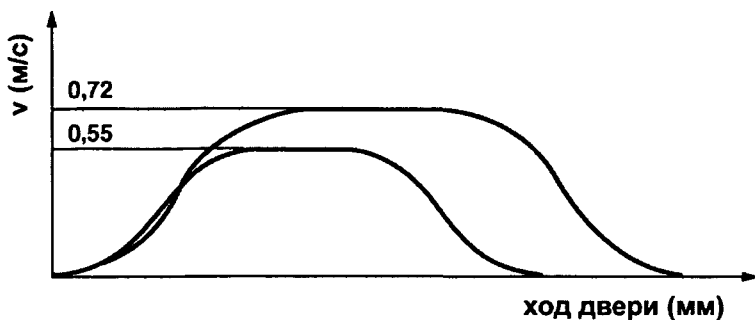


Рис. 11.37. График зависимости скорости от перемещения двери

На рис.11.36 показаны каретки дверей и соединение между обеими створками дверей (дверь двухскоростная бокового открывания), оба концевых выключателя и раздвижная отводка с механизмом блокировки.

Отводка, смонтированная на двери кабины, движется между роликами захвата на шахтной двери. Зазор с каждой стороны составляет 6 мм.

Когда дверь кабины начинает открываться, отводка раздвигается, выбирая указанный выше зазор.

Как только дверь кабины закроется, отводка сдвигается и освобождает захваченные ролики шахтной двери.

В ходе последних 6 мм перемещения шахтной двери работает закрывающая пружина так, что на каждой стороне отводки появляется зазор 6 мм.

На рис.11.38 представлен вид верхней части шахтной двери со стороны кабины, показывающий подвески, захватные ролики и закрывающую пружину.

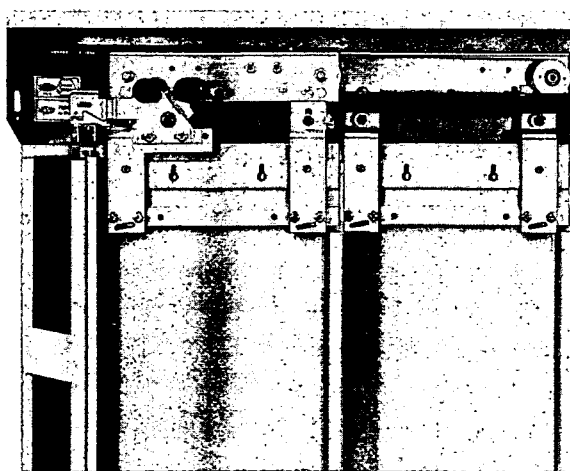


Рис.11.38. Верхняя часть шахтной двери (F.X. Meiller)

Однослойные створки двери выполнены из стального листа толщиной 2 и 3 мм с профилями усиления и огнестойким покрытием, которое дополнительно гарантирует эффективную звукоизоляцию.

Они подвешены на направляющую линейку полиамидными роликами, направляются внизу пазами алюминиевого порога и имеют износостойкие полиамидные вкладыши скольжения.

Компанией VERTISYS Inc. (США) была представлена интересная система, состоящая из гидравлического цилиндра и поршня для линейного привода створок дверей.

Она представляет собой уникальную, компактную и легко монтируемую систему привода дверей.

Силовая часть включает гидравлический насос, приводимый в действие трехфазным асинхронным электродвигателем переменного тока.

Небольшое количество жидкости (31 о.з., т.е. 0,879 кг), необходимое для функционирования гидроагрегата, хранится в алюминиевом резервуаре, который служит панелью управления двумя разгрузочными клапанами (открытого и закрытого), которые являются единственно необходимыми приспособлениями для регулировки.

Привод вместе с цилиндром и поршнем показан рис. 11.39.

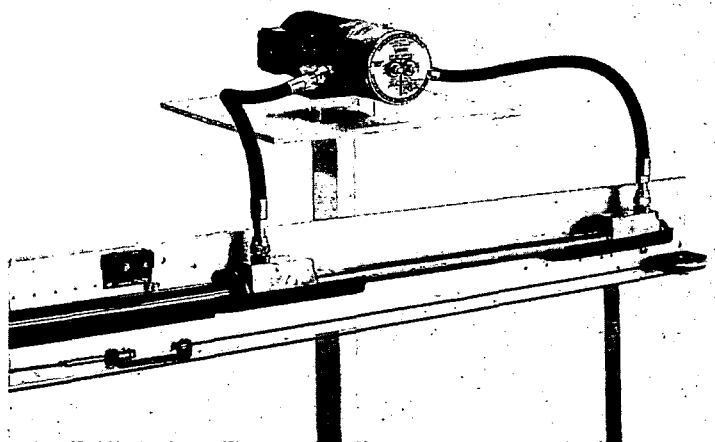


Рис.11.39. Устройство привода дверей (VERTISYS Inc.)

Под цилиндром показано соединение между дверными створками.

Поршень скользит вдоль внутренней поверхности цилиндра на запрессованных тефлоновых уплотнительных кольцах.

По концам цилиндра установлены коллекторные блоки, служащие для размещения дросселей, которые обеспечивают плавные диаграмму ускорения и торможения привода.

Перемещение поршня в цилиндре вытесняет определенное количество масла, что обеспечивает плавную форму диаграммы и спокойное закрытие дверей.

Шлифованный шток из нержавеющей стали, под действием давления масла на поршень, передает движущую силу створке двери.

В систему не включены зубчатые передачи, приводные ремни или рычаги и, соответственно, вращательная энергия движущихся масс значительно меньше. Периоды ускорения и торможения относительно короткие. В результате максимальная скорость двери может быть ниже при сохранении время открывания и закрывания, что влечет за собой уменьшение кинетической энергии движущихся масс.

Изготовитель утверждает, что только 2 унции (51 мм) перемещения двери необходимы для ускорения и торможения.

Створки двери смонтированы на направляющей конструкции, спроектированной для оптимизации размещения движущихся компонентов.

Направляющая (рис.11.40) охватывается снизу контр роликами для удержания кареток на направляющих. В дополнение к этому, если основной ролик поврежден или потерян, контр ролик будет катиться по нижней внутренней поверхности направляющей (как второй опорной поверхности) и предотвратит выход створки с направляющей.

На рис. 11.41 показан привод (без гидравлических шлангов), блок цилиндра, сборка штока и верхняя часть створки двери с подвесками и направляющей.

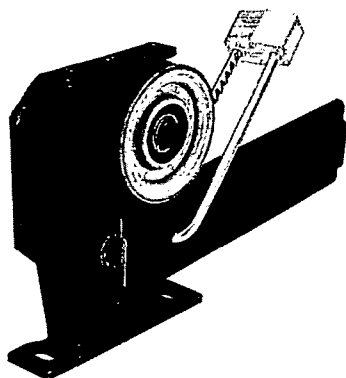


Рис.11.40. Запирание направляющей системы (VERTISYS Inc.)

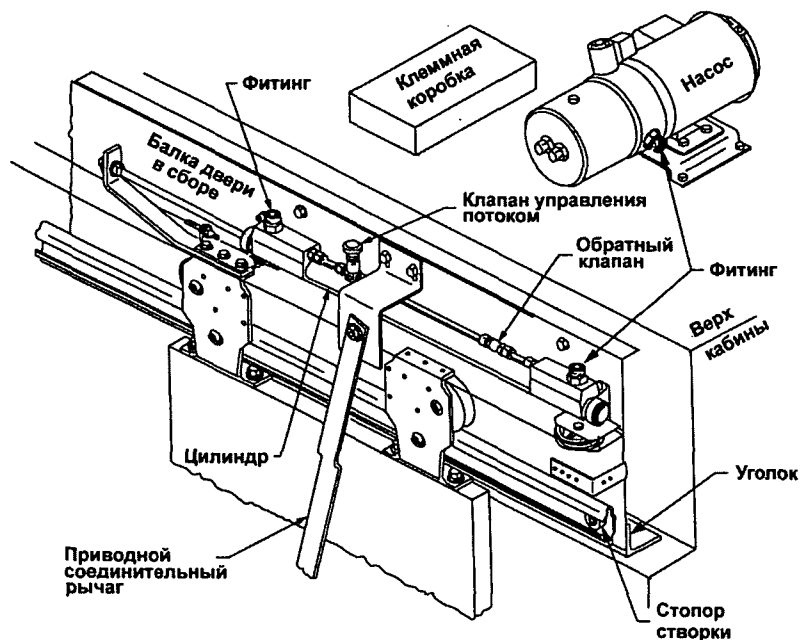


Рис.11.41. Привод двери в сборе (VERTISYS Inc.)

На рис.11.42 показан комплект верхней балки двери центрального открывания, включающий цилиндр, шток, скобу привода, все выключатели, дверные подвески, соединение и направляющую.

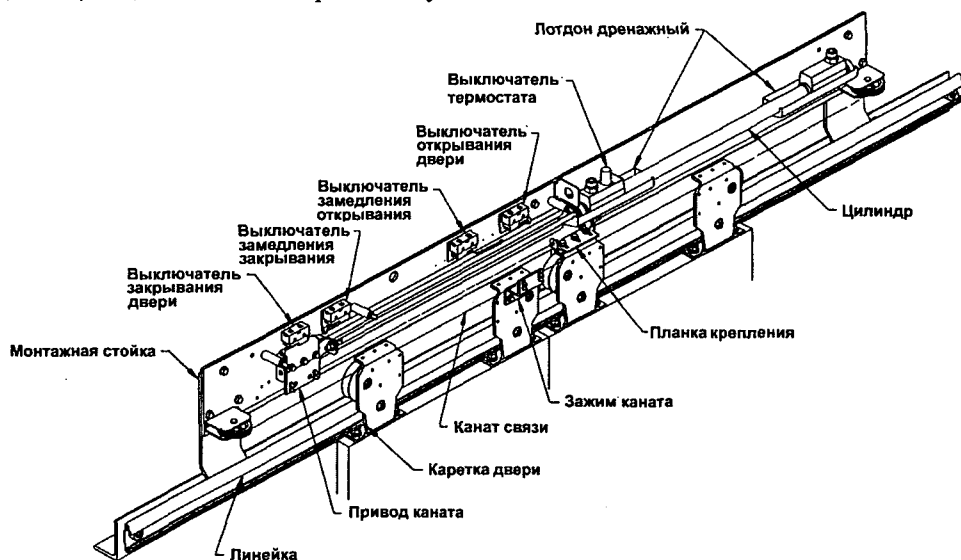


Рис.11.42. Привод односкоростной двери центрального открывания (VERTISYS Inc.)

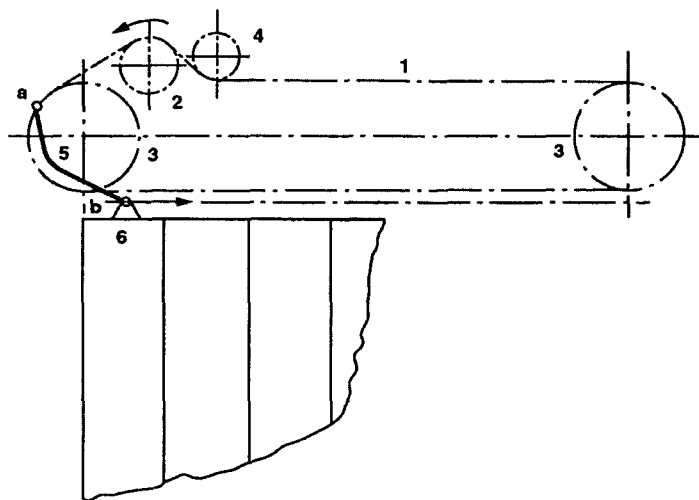


Рис.11.43. Схема приводного механизма многостворчатой раздвижной двери

Механизм управления многостворчатой раздвижной двери показан на рис. 11.43.

Цепь типа Галле 1, приводимая в движение звездочкой привода 2, соединена с первой панелью двери 6 посредством приводного рычага 5.

Точки соединения рычага 5 с цепью и створкой двери обозначены буквами а и в. Натяжная звездочка обозначена цифрой 4, оборотная звездочка – цифрой 3.

11.2.2. Привод вертикально раздвижных дверей

Простая приводная система показана на рис. 11.44.

Створки дверей 1 (верхняя) и 2 (нижняя) уравновешены через цепи Галле 3, которые удлинены стальными штоками 5.

Цепи двигаются вокруг цепных звездочек, смонтированных на стальной раме двери. Одна из них, обозначенная цифрой 4, вращается приводом двери, а механическая связь между двух сторон выполняется цепью 6.

Обычно применяется привод от односкоростного или двухскоростного двигателя переменного тока с переключаемыми полюсами.

Показанные на рис. 11.44 четыре выключателя, контролирующие положение двери, имеют следующее назначение:

- выключатель замедления открывания двери;
- конечный выключатель открывания двери;
- выключатель замедления закрывания двери (7);
- конечный выключатель закрывания двери (8).

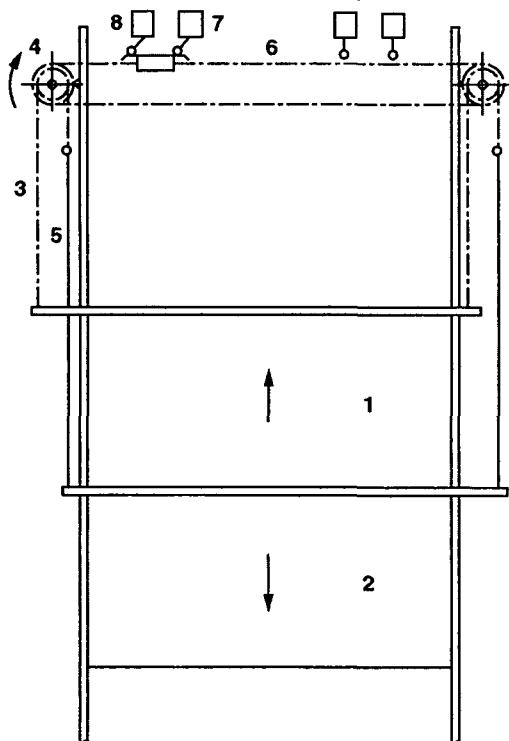


Рис.11.44. Приводная система вертикально-раздвижной двери центрального открывания

На рис. 11.45 показана другая конструкция. Обе створки двери уравновешены обычным способом.

Нижняя створка 1 приводится в действие с помощью бесконечной цепи Галле 3, оба конца которой закреплены на створке 1.

Силовая часть состоит из двигателя постоянного тока и приводной звездочки цепи 2.

Контроль положения двери осуществляется от вращения оборотной звездочки 4.

Механическая связь между обеими сторонами посредством вала 5 и звездочками цепи 6 гарантирует одновременное движение и исключают перекашивание.

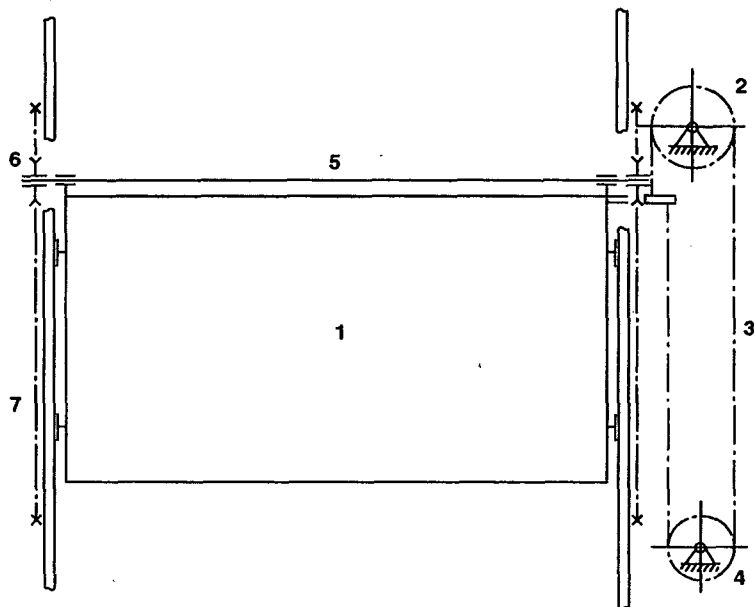


Рис.11.45. Приводная система дверей центрального открывания (Otis Elevator Co.)

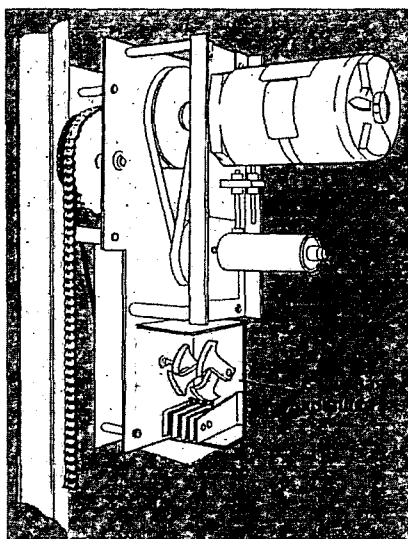
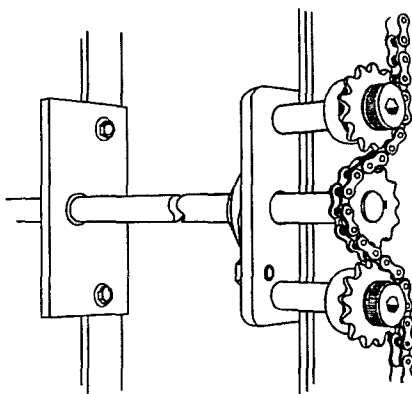


Рис.11.46. Привод двери центрального открывания

Рис.11.47. Выравнивающий привод двери центрального открывания



Выравнивание достигается перекатыванием звездочек 6 вдоль зафиксированных цепей 7, образующих цепные рейки, параллельные направляющим двери.

Привод двери, использующий два ремня вместо редуктора и фланцевый двигатель постоянного тока с возбуждением от постоянного магнита, показан на рис. 11.46.

Силовой блок напрямую приводит в действие одну из цепей, которые используются для уравнивания створок двери.

Фрагмент конструкции выравнивающего устройства, используемого с некоторыми приводными системами для выравнивания движения обеих сторон створок двери, показан на рис. 11.47.

12. ШАХТА ЛИФТА И МАШИННОЕ ПОМЕЩЕНИЕ

В данной главе внимание уделено только основным пунктам Европейского стандарта EN 81-1:1998. Нормативы стандарта A17.1 не включены.

12.1. Основные требования к шахтам

Шахта лифта - это место, в котором перемещаются и кабина, и противовес (если таковой имеется). Она обычно располагается внутри здания; однако, большое количество ранее изготовленных шахт в некоторых европейских странах было установлено с внешней стороны зданий.

В Сан-Франциско в здании Трансамерика, имеющего форму усеченной пирамиды высотой 260 м, шахта лифта до 29 этажа располагается внутри, а затем продолжается вверх с наружной стороны здания (рис. 12.1).

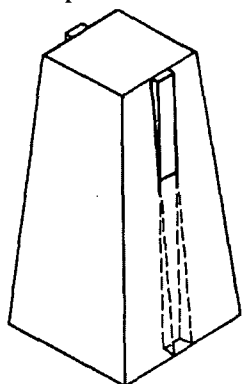


Рис.12.1. Здание Трансамерика в Сан-Франциско

Если требуется, чтобы шахта лифта содействовала защите здания от распространения огня, она должна быть полностью огорожена прочными стенами, полом и потолком.

Если нет, то в шахте лифта должны быть предусмотрены стены с минимальной высотой 2,5 м над точкой, доступной для людей; при входе минимальная высота 3,5 м. Ограждение не должно иметь отверстий.

Единственно допустимые проемы в корпусе шахты - это шахтные двери, двери для технического обслуживания и аварийные двери, вентиляционные отверстия, вентиляционные проемы для выхода газа и дыма в случае пожара и постоянные отверстия между шахтой и машинным или блочными помещениями.

Эти требования не относятся к шахтам лифтов с обзорными кабинами, одна сторона которых остается открытой по всей высоте подъема.

Стены шахты должны иметь достаточную механическую прочность для того, чтобы выдержать нагрузку, равную 300 Н, равномерно распределенную по круглой или квадратной площадке площадью 500 мм² и приложенной под прямым углом в любой её точке. Эффект воздействия этой силы не должен привести к остаточной деформации или упругой деформации стены, превышающей 15 мм.

Шахты лифта не должны располагаться над пространством, доступным для людей. Если такое пространство существует, основание приямка должно быть рассчитано на восприятие нагрузки не менее 5000 Н/мм². Кроме того, противовес должен быть оборудован ловителем или под буфером противовеса должна быть установлена прочная опора, опирающаяся на фундамент.

Любое оборудование, не имеющее отношения к лифту, не должно устанавливаться в шахте, за исключением сигнализаторов пожара и нагревательного

оборудования, кроме устройств использующих горячую воду или пар. Все средства управления и регулировки отопительной аппаратуры должны находиться за пределами шахты.

Шахта должна вентилироваться, но не должна использоваться для вентиляции другой части здания не относящейся к обслуживанию лифтов.

Если это не определено в стандартах или правилах, рекомендуется, чтобы вентиляционные отверстия наверху шахты составляли не менее 1% площади поперечного сечения шахты.

В шахте должно быть также предусмотрено постоянное электрическое освещение для проведения ремонта или технического обслуживания.

Размеры шахты лифта определены в ISO 4190.

12.2. Конструкция шахты, оборудование и монтаж

Шахты лифта могут быть бетонные, построенные из кирпича или иметь стальную конструкцию.

Бетонные шахты обычно собираются из плоских панелей или объемных блоков.

Стены, пол и потолок шахты должны быть сделаны из прочных, огнестойких материалов, которые не создают пыль и имеют достаточную механическую прочность.

Конструкция шахты должна выдерживать нагрузки, которые могут быть вызваны лебедкой, направляющими в ходе работы ловителя, при загрузке и/или разгрузке кабины или эксцентричным положением груза в кабине (см. Раздел 7) из-за действия буферов или ограничителя подскока натяжного устройства компенсирующих канатов.

В шахте направляющие кабины и противовеса закреплены с помощью кронштейнов.

При установке в бетонных и построенных из кирпича шахтах направляющие должны поддерживаться кронштейнами так, чтобы в точках крепления обеспечивалась возможность относительного вертикального перемещения, связанного с различием температурного расширения, и допускалась усадка здания.

Двери посадочных площадок являются важнейшим оборудованием шахты (см. Раздел 11).

Существует два метода установки отдельных узлов механического и электрического оборудования в шахте.

Первоначальный метод, часто называемый «влажной технологией», проводился одинаково на протяжении многих деkad. Закладные детали, кронштейны и/или анкерные болты для крепления устройств, закреплялись в дополнительных нишах, которые оставляли свободными в кирпичной кладке или бетонной конструкции в процессе строительства.

Новый метод был введен в Европе после Второй Мировой войны, что привело к значительному снижению количества операций по сборке на строительной площадке.

Имело место огромное производство панелей и/или объемных блоков заводского изготовления, часто полностью собранных; идеальные условия производства, сборки и контроль на предприятии способствовали очень высокому техническому стандарту.

Для крепления направляющих кабины и противовеса и электрических устройств в шахте в настоящее время применяются металлические детали С-образного профиля, закрепляемые на стенах, на которых детали оборудования зажимаются болтами с Т-образной головкой.

На рис. 12.2 показаны простые крепежные элементы, облегчающие быструю и эффективную сборку направляющих и электрических выключателей в шахте.

Для крепления кронштейнов на бетонной стене часто используются втулки и соответствующие болты дюбелей. Кронштейны должны быть спроектированы так, чтобы допускать точное выравнивание.

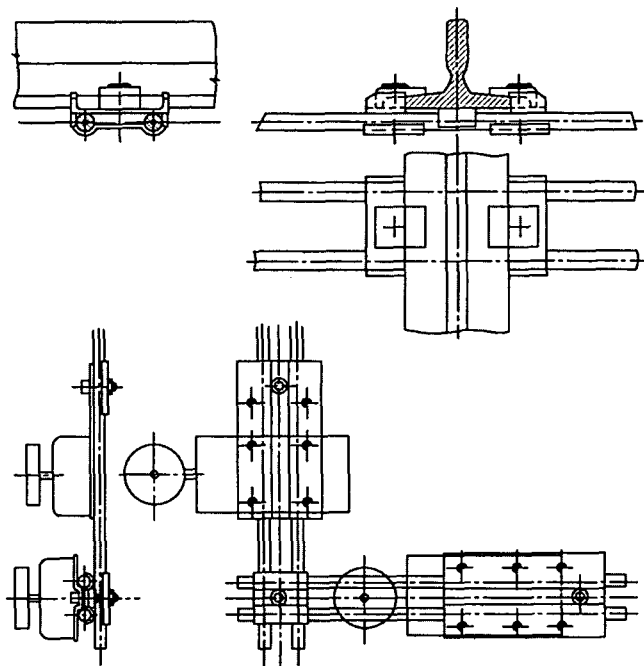


Рис.12.2. Элементы крепления для направляющих и электрических переключателей

12.3. Верхняя часть шахты

12.3.1. Лифты с тяговым приводом

Когда противовес покоится на полностью сжатом буфере, должны удовлетворяться следующие четыре условия:

(1) Направленное перемещение кабины, все еще возможное в направлении вверх, должно быть равным или больше минимального перемещения, рассчитываемого по формуле:

$$0,1 + 0,035 \cdot v^2 \text{ м}, \quad (12.1)$$

где v – номинальная скорость (м/с).

(1) Высота в свету над крышей ограждения кабины должна быть минимум $0,1 + 0,035v^2$.

(3) Расстояние в свету между самой нижней частью потолка шахты и самой верхней частью направляющих башмаков, креплений канатов и любой частью вертикально раздвижных дверей, если таковые имеются, должно быть минимум $0,1 + 0,035v^2$. Также, расстояние между самой нижней частью потолка и самой верхней частью любого другого оборудования, закрепленного на крыше кабины, должно быть минимум $0,3 + 0,035v^2$.

(4) Должно быть достаточно пространства над кабиной для размещения параллелепипеда с минимальными размерами- $0,5 \text{ м} \times 0,6 \text{ м} \times 0,8 \text{ м}$, лежащего на одной из своих граней. У лифтов с прямой подвеской тяговые канаты и их крепления могут находиться в этом пространстве при условии расположения канатов на расстоянии, не превышающем 150 мм от одной из из вертикальных поверхностей параллелепипеда.

Аналогичным образом, когда кабина покоится на полностью сжатых буферах, направленное перемещение противовеса, которое еще возможно в направлении вверх, должно быть минимум $0,1 + 0,035v^2$.

Когда торможение лифта контролируется, значение $0,035v^2$ во всех формулах может быть уменьшено до

(а) $0,5 \times 0,035v^2$ для лифтов с номинальной скоростью $\leq 4 \text{ м/с}$,

(б) $0,333 \times 0,035v^2$ для лифтов с номинальной скоростью $> 4 \text{ м/с}$.

Эта величина не должна быть меньше 0,25 м в случае (а) и 0,28 м в случае (б).

Для лифтов оснащенных компенсирующими канатами, с натяжным блоком, который оборудован устройством против подскока, величина $0,035v^2$ может быть заменена на цифру, соответствующую возможному перемещению блока плюс 1/500 перемещения кабины, но не менее 0,2 м.

На рис.12.3 показан график изменения верхних зазоров для лифтов с тяговым приводом.

Минимально возможные зазоры, с учетом возможностей указанных в этом разделе, обозначены на графике жирными линиями.

Величины соответствующие заштрихованной части линий действительны для лифтов с натяжными блоками компенсирующих канатов, оборудованными устройствами предотвращения подскока.

12.3.2. Лифты с жесткой кинематикой привода

Когда кабина находится на верхнем этаже, направленное перемещение кабины, все еще возможное в направлении вверх до включения в работу верхнего буфера, должно быть не менее 0,5 м.

Когда верхние буфера кабины полностью сжаты, должны выполняться следующие условия:

(1) Высота в свету над крышей ограждения кабины должна быть минимум равна 1 м.

(2) Зазор в свету между самой нижней частью потолка шахты и самой верхней частью направляющих башмаков или любой частью вертикально раздвижных дверей, если таковые имеются, должен быть не менее 0,1 м.

Кроме того, зазор между самой нижней частью потолка и самыми верхними частями любого другого оборудования, размещенного на крыше кабины, должен быть не меньше 0,3 м.

(3) Над кабиной должно быть достаточное пространство для помещения параллелепипеда с размерами не менее $0,5 \times 0,6 \times 0,8$ м, лежащего на одной из своих граней. У лифтов с барабанным или цепным приводом подвесные канаты или цепи и их крепления могут быть включены в это пространство при условии расположения центральной точки каната или цепи на расстоянии не превышающим 150 мм от одной из вертикальных поверхностей параллелепипеда.

Когда кабина покоится на полностью сжатых буферах, перемещение противовеса (если таковой имеется), которое все еще возможно в направлении вверх, должно быть не менее чем на 0,3 м.

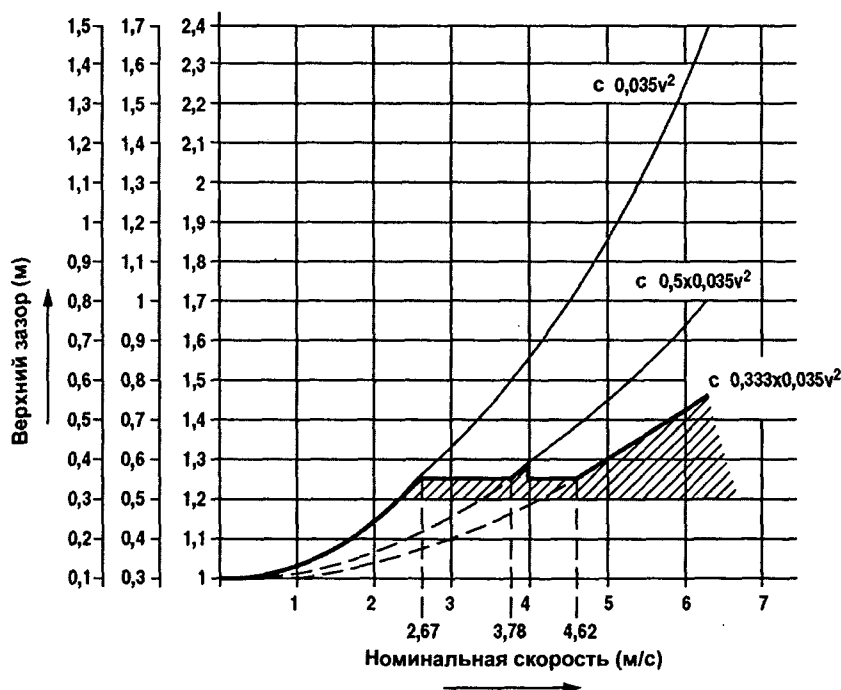


Рис.12.3. График изменения верхних зазоров для лифтов с тяговым приводом

12.4. Прямок и зазоры от пола приямка

Прямок - это нижняя часть шахты лифта, расположенная ниже уровня самой нижней посадочной площадки, обслуживаемой лифтом.

Буфера кабины и противовеса, опоры поддерживающие направляющие, натяжное устройство каната ограничителя и компенсирующий блок, если таковой имеется, расположены в приямке.

После установки всего этого оборудования прямок должен быть непроницаем к просачиванию воды.

Дверца люка в прямок должна быть предусмотрена, если глубина приямка превышает 2,5 м и если компоновка здания это допускает. Если нет другого доступа, должно быть предусмотрено стационарное устройство, доступное из двери посадочной площадки, для облегчения безопасного спуска компетентного персонала в прямок.

Когда кабина покоится на ее полностью сжатых буферах, должны быть выполнены следующие условия:

(1) В приямке должно быть достаточное пространство для помещения параллелепипеда с размерами 0,5 м × 0,6 м × 0,8 м, лежащего на одной из своих граней.

(2) Зазор в свету между полом приямка и

(а) самыми нижними частями направляющих башмаков, блоков ловителя, фартуками ограждения или любой частью вертикальных раздвижных дверей, если таковые имеются, должно быть не менее 0,1 м;

(б) самой нижней частью кабины, кроме деталей, описанных в (а), должно быть не менее 0,5 м.

(3) Вертикальное расстояние в свету между верхом компонентов, закрепленных в приямке, таких, как натяжное устройство компенсирующих канатов, и самой нижней частью кабины, кроме компонентов, указанных в (2а), должно быть не менее 0,3 м.

12.5. Машинные и блочные помещения

В машинном помещении располагается лебедка или лебедки и соответствующее оборудование.

В блочном помещении располагаются блоки для привода с двойным обхватом, отводные или отклоняющие блоки, могут располагаться один или несколько ограничителей скорости и электрооборудование.

Машинные помещения преимущественно располагаются над шахтой, либо внутри здания или в надстройке на крыше.

Отводные и отклоняющие блоки могут быть установлены в шахте при условии, что проверки и операции по техническому обслуживанию могут проводиться с крыши кабины или снаружи шахты. Установка тяговых шкивов и ограничителей скорости в шахте встречается очень редко, но это возможно при условиях, оговоренных в стандарте EN 81-1.

Конструкция машинных и/или блочных помещений должна выдерживать нагрузки и силы, прилагаемые к ним в процессе работы лифта.

Стены, пол и потолок должны быть из огнестойких и не образующих пыль материалов.

Пол должен быть сделан или покрыт нескользким материалом. Если того требует назначение здания, то конструкция должна поглощать вибрации и звуки, создаваемые работой лифта.

Доступ внутрь машинного и блочного помещений должен быть легким и безопасным в любое время.

Пути доступа должны быть достаточно освещены, их высота должна быть не менее 1,8 м. Пути доступа для персонала должны преимущественно оборудоваться лестницами.

Приставные лестницы могут использоваться при условии, что будут удовлетворены следующие условия:

- * они будут использоваться только как средство доступа в машинное или блочное помещения,

- * в правильном положении они образуют угол $70-76^\circ$ с горизонталью, пока они закреплены и имеют длину меньше 1,5 м,

- * одна или более легко доступных деталей крепления будут установлены рядом с верхним концом лестницы,

- * крепежные точки должны быть предусмотрены для лестниц, которые не закреплены.

Должны быть предусмотрены средства доступные для транспортировки тяжелого оборудования в ходе установки и при необходимости его замены.

Для этой цели под потолком машинного помещения должны быть предусмотрены балки для подъемных механизмов с электрическим или ручным приводом, удобно расположенные и доступные для перемещения тяжелого оборудования.

Входные двери должны иметь минимальную ширину 0,6 м и минимальную высоту 1,8 м. Они не должны открываться внутрь помещения. Дверцы люка для персонала должны обеспечивать проход не менее чем $0,8 \text{ м} \times 0,8 \text{ м}$. В закрытом положении они должны выдерживать вертикальную силу 2000 Н.

Машинные помещения должны иметь естественную или принудительную механическую вентиляцию для обеспечения нормальной работы лифта и исключения перегрева лебедки.

Вентиляционная система должна быть спроектирована таким образом, чтобы не допустить вихреобразования, которое может привести к проникновению пыли, просачиванию дыма и увлажнению оборудования. Окружающая температура в машинном помещении должна поддерживаться между 5°C и 40°C (а также в блочном помещении, если там есть электрооборудование).

Машинное помещение должно включать главные выключатели для каждого лифта.

С помощью главного выключателя может быть прекращена подача электропитания к лебедке в нормальных условиях работы лифта.

Выключатель должен быть расположен в непосредственной близости от места входа в машинное помещение.

Если несколько лебедок лифта расположено в одном и том же машинном помещении, механизм управления главных выключателей должен позволять легко определить к какому лифта он относится.

Выключатель не должен прерывать цепи подачи энергии к освещению кабины и вентиляции, освещению машинного и блочного помещения, к розеткам на крыше кабины, освещению шахты и аварийной сигнализации.

В блочном помещении должен быть установлен выключатель остановки, легко доступный от входа в помещение, чтобы остановить лифт и держать его в таком состоянии при проведении проверок и операций по техническому обслуживанию.

В машинном помещении должно быть предусмотрено достаточное электрическое освещение минимум 200 люкс (108 в США) на уровне пола.

Электропитание освещения не должно зависеть от электропитания лебедки. Размеры машинного и блочного помещений указаны в ISO 4190.

12.6. Звукоизоляция

Конструкция большинства зданий, в частности жилых и коммерческих, гостиниц, больниц и т.д. должна гарантировать поглощение вибраций и звукоизоляцию источников, расположенных внутри здания. В этом разделе не рассматривается вибрация лифтового оборудования, возникающая из-за колебаний здания.

Существует несколько источников вибрации и шума, связанных с работой лифта:

12.6.1. Лебедка лифта

Лебедка, смонтированная на раме, обычно поддерживается тяжелыми бетонными балками с достаточными демпфирующими свойствами.

Между рамой лебедки и опорными балками вставлены резиновые прокладки или резинометаллические втулки, имеющие характеристику резиновой пружины. На рис. 12.4 лебедки смонтированы на бетонных балках, а резиновые прокладки вставлены между этими балками и тяжелым бетонным блоком, который работает как гаситель колебаний.

Расчет резонансной частоты

С определенным упрощением, в соответствии с определенным упрощением, лебедку (включая раму), опирающуюся на тяжелую бетонную конструкцию, можно рассматривать с точки зрения механики как источник вибрации единич-

ной массы на опорной пружине (упругая установка). Свойства такой системы определяются резонансной частотой, на которую оказывают влияние следующие параметры:

- (1) жесткость упругой опоры (Н/м),
- (2) эффективная масса источника звука и (кг).

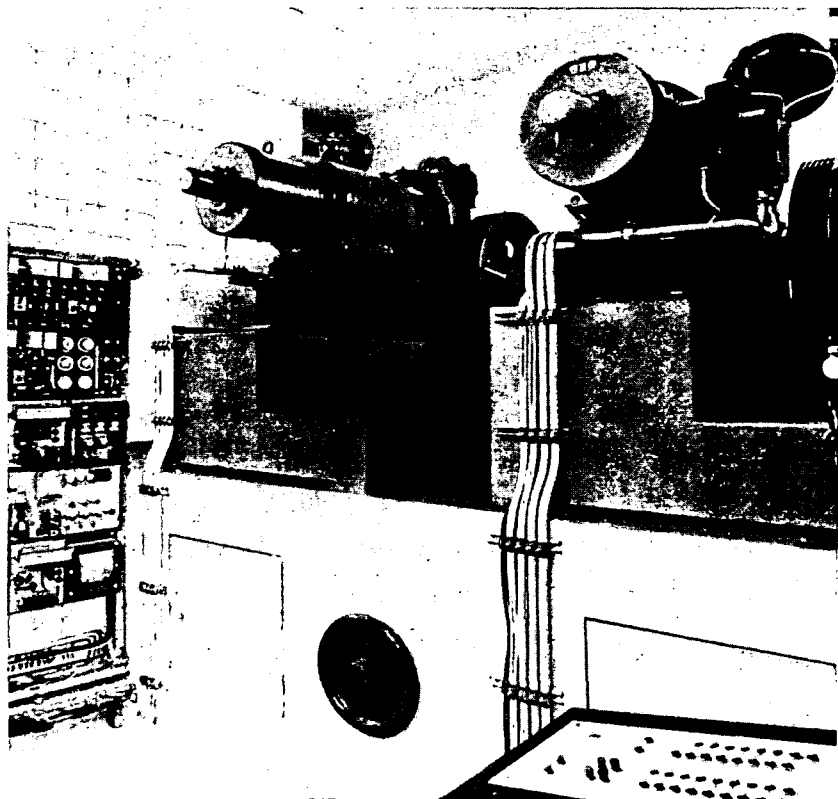


Рис.12.4 Лебедки, опирающиеся на тяжелый бетонный блок

В случае, если лебедка покоится на упругих прокладках, жесткость установки рассчитывается по формуле:

$$s = n \cdot s_1, \quad (12.2)$$

где n — количество прокладок и s_1 — жесткость одной прокладки (Н/м).

Масса источника вибрации m_s , определяющая его динамику, приближенно может быть представлена так:

$$m_s = m_m + m_b, \text{ (кг)}, \quad (12.3)$$

где m_m — масса лебедки, включающая опорную раму (кг) и m_b — масса опорных балок, образующих единое целое с лебедкой (кг) (см. рис. 12.4).

Резонансная частота системы f_r , постоянно вибрирующей в вертикальном направлении (незатухающее колебание) рассчитывается по формуле:

$$f_r = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{s}{m_s}} \quad (1/c) \quad (12.4)$$

Значение f_r не должно находиться в пределах частот f_1 и f_2 , которые рассчитываются по следующим формулам, т.к. резонанс произойдет с высокими значениями амплитуды

$$f_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{n}{60} \quad (1/c), \quad (12.5)$$

$$f_2 = \sqrt{2} \cdot \frac{n}{60} \quad (1/c), \quad (12.6)$$

где n – частота вращения двигателя привода (1/мин).

Кроме того, резонансная частота должна быть меньше частоты линейного тока, т.е.

$$f_r < 50 \text{ в Европе, } f_r < 60 \text{ в США} \quad (12.7)$$

Учитывая все указанные выше условия, существует две возможности для проектировки опорной конструкции лебедки.

(1) Лебедка поддерживается способом, приводящим к низкой резонансной частоте системы, удовлетворяющей следующим условиям:

$$f_r < \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{n}{60},$$

$f_r < 50$ или 60 , соответственно (1/с).

(2) Лебедка поддерживается способом, приводящим к более высокой резонансной частоте системы, удовлетворяющей следующим условиям:

$$\sqrt{2} \cdot \frac{n}{60} < f_r < 50, \text{ или } 60, \text{ соответственно.}$$

При проектировании и проведении расчетов по опорной раме и опорной конструкции лебедки, должна учитываться максимально допустимая нагрузка для резиновых прокладок или резинометаллических втулок.

Эти прокладки должны располагаться под лебедкой или опорными балками таким образом, чтобы достигалось равномерное распределение нагрузки по прокладкам.

Уровень звукового давления в машинном помещении не является фактором первостепенной важности, так как люди там постоянно не находятся.

Уровень звукового давления в помещениях, где живут и работают люди, обычно значительно важнее.

Много проблем, связанных с передачей звука возникающего в машинном помещении возникало в домах крупных жилых районов некоторых европейских стран.

Это явление в большей степени касается помещений на верхнем этаже в непосредственной близости от машинного помещения.

Измерения подтвердили, что прямая передача звука по воздуху была незначительной; чрезмерный шум в помещениях был вызван вибрациями, передаваемыми из машинного помещения строительными конструкциями.

Максимально допустимый уровень звукового давления для различных типов зданий определен в национальных и международных стандартах касающихся акустики в здании.

Например, в Чешской Республике максимально допустимое значение в жилых зданиях (спальных и гостиных) – 40 дБ (А) в течение дня (между 6.00 ч. и 22.00 ч.) и 30 дБ (А) ночью (между 22.00 ч. и 6.00 ч.).

Измерения, выполненные в большом количестве зданий, выявили неудовлетворительную звукоизоляцию машинных помещений.

Шум, генерируемый лебедками и контроллерами, передавался в рядом расположенные квартиры таким образом, что допустимая величина уровня звукового давления редко обеспечивалась.

На рис. 12.5 показан график зависимости уровня звукового давления от времени в жилой комнате жилого здания.

Комната находилась на самом верхнем этаже рядом с машинным помещением, и измерения делались ночью. Запись графика соответствует 6-ти пробегам лифта, поочередно, вверх и вниз. Лифт был пассажирским с небольшой грузоподъемностью (номинальный груз 500 кг) и приводился в движение двухскоростным (переключаемые полюса) двигателем переменного тока.

Как видно на рис. 12.5, уровень шума был достаточно низким в периоды постоянной скорости, но он превышал допустимое значение 30 дБ (А) в период ускорения, в начале периода генераторного торможения после включения обмотки малой скорости и особенно, когда происходило механическое торможение.

Подробный график двух первых циклов (пробегов) показан на рис. 12.6. Результаты измерений выявили неудовлетворительные параметры генерации шума лебедкой, а также низкие анти-вибрационные свойства строительной конструкции.



Рис.12.5. График зависимости уровня звукового давления от времени для 6 пробегов лифта

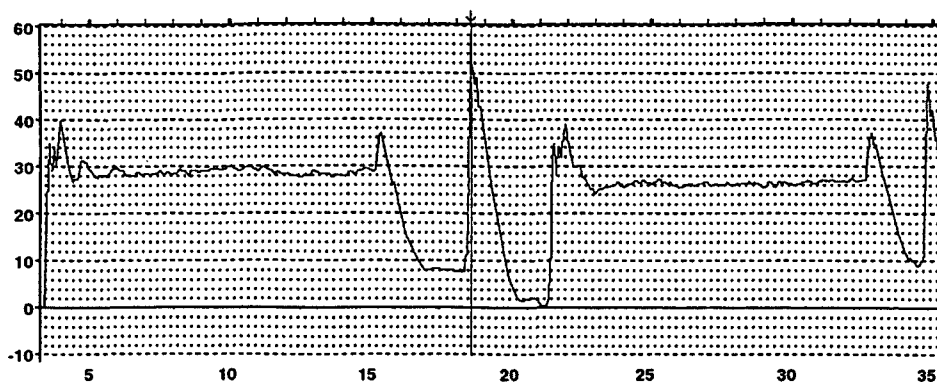


Рис.12.6. Часть графика зависимости уровня звукового давления от времени для 2 пробегов лифта

Следует учесть один фактор, т.к. он может повлиять на точность измерений, - это уровень фонового шума.

На практике уровень измеряемого звука должен быть минимум на 3 дБ выше фонового шума, иначе сделать точное измерение будет невозможно. Чтобы получить правильный результат, следует провести коррекцию в том случае, где разница между двумя измерениями (с включенным и выключенным источником) меньше 10 дБ.

В коррекции нет необходимости, если разница больше чем 10 дБ.

Диаграмма на рис. 12.7 служит целям упомянутой выше коррекции.

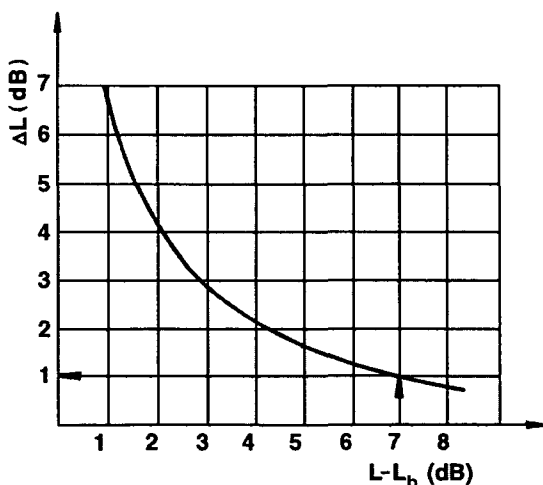


Рис.12.7. График коррекции уровня звукового давления с учетом фонового шума

Разница между общим уровнем звука (L) и уровнем фонового шума (L_b) дается величиной ΔL , которая вычитается из общего уровня звука L .

Например:

Если общий уровень шума 70 дБ, а уровень фонового шума 63 дБ, то разница должна быть 7 дБ.

Отметив эту величину внизу диаграммы и, двигаясь вверх к кривой, а затем от точки пересечения по горизонтали к вертикальной оси координат, мы получим величину коррекции $\Delta L=1$ дБ. Эту величину следует вычесть из общего уровня звука L , тогда фактический уровень шума, генерируемый контролируемым источником, составит $70-1=69$ дБ.

Если общий уровень звука определяется в машинном помещении, где расположено две или больше лебедок и контроллеров, работающих одновременно, наложение уровня звука индивидуальных лебедок должно проводиться так, как показано на рис. 12.8.

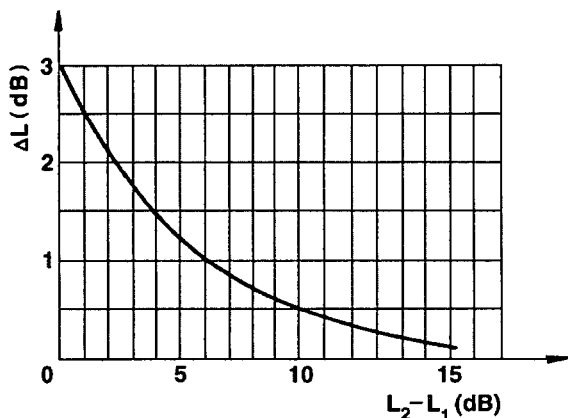


Рис.12.8. График общего уровня звука, генерируемого несколькими источниками звука

В случае расположения в машинном помещении двух лебедок уровень звукового давления измеряется для двух лебедок отдельно и находится разница $(L_2 - L_1)$. Затем мы находим значение этой разницы внизу графика, идем вверх к точке пересечения с кривой и затем горизонтально к вертикальной оси координат. Величина ΔL на этой оси добавляется к большему и двух уровню звука (т.е. $L_2 + \Delta L$), и мы получаем общий уровень шума.

При наличии более двух лебедок, например, трех, процедура повторяется с использованием полученного уровня звука для первых двух лебедок и уровня звука третьей лебедки.

Шум от лебедки можно уменьшить, применяя достаточно малошумный электродвигатель с хорошо сбалансированным ротором, подшипниками скольжения и т.д., динамически сбалансированную соединительную муфту с тормозным шкивом, лучшую тормозную систему или по меньшей мере проводя частую регулировку тормоза и т.д.

Уменьшив шум, возникающий в машинном помещении, следует предпринять следующее меры.

Трудно, если не сказать невозможно, улучшить антивибрационные свойства конструкции здания.

Однако при применении правильного метода установки лебедки передача вибраций на конструкцию здания значительно снижается.

Один из таких методов показан на рис. 12.9.

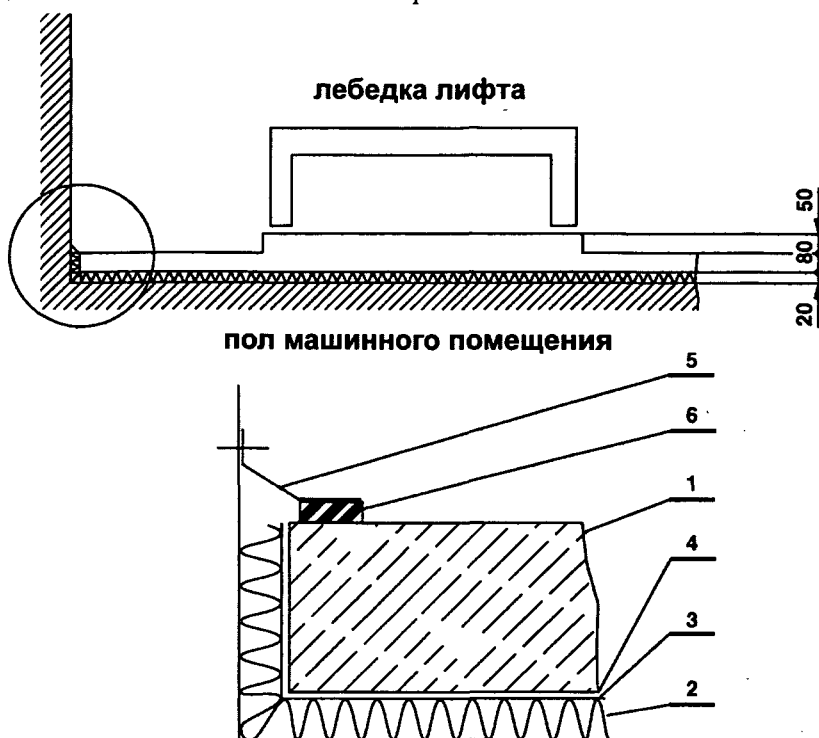


Рис. 12.9. Продольный разрез «плавающего пола» в машинном помещении

«Плавающий пол» 1, представленный армированной бетонной плитой, толщина которой 80 мм, покрывает общую площадь пола машинного помещения.

Под опорной рамой лебедки толщина увеличивается еще на 50 мм.

Другая плита 2 из синтетического химического волокна или стекловолокна с толщиной 20-30 мм расположена под бетонной плитой 1.

У стен она расширяется вверх на высоту около 150 мм.

Сжимаемость этой плиты составляет 30-40% под давлением 2000 Н/м².

Два слоя асфальтового картона 3 и полиэтиленовая пленка 4 вставлены между 1 и 2. Расширенный паз между 1 и стенами покрыт металлической покрывающей полоской 5, наложенной на резиновый бандаж 6.

12.6.2. Контроллеры

Наипростейшее решение – установить контроллер на изолированную опорную плиту, такую, как «плавающий пол», указанный в 12.6.1.

Если это решение неприемлемо, резиновые пружины формы сотовой панели, вулканизированные между верхними и нижними защитными пластинами, могут быть вставлены между контроллером и стеной или полом соответственно (рис. 12.10).

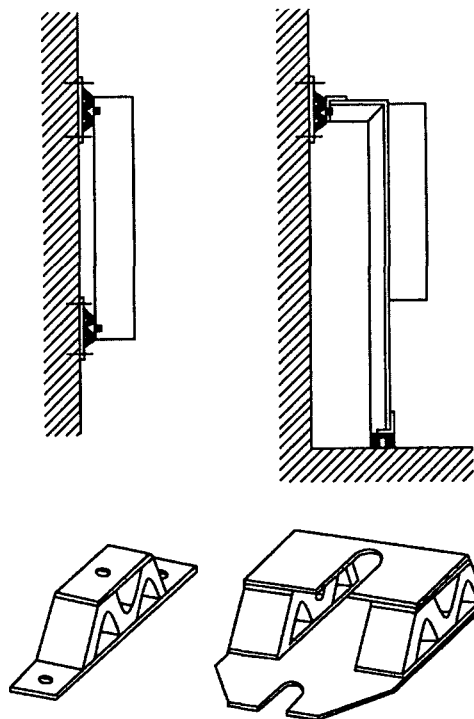


Рис.12.10. Контроллер лифта на упругом креплении

12.6.3. Источники звука, расположенные в шахте

- (1) Шахтные двери.
- (2) Направляющие кабины и противовеса.
- (3) Подвесные канаты, компенсирующий кабель и канат ограничителя, натяжные устройства.

Хотя могут быть приняты эффективные меры для существенного снижения звуков, связанных с движением кабины, противовеса и других частей, наиболее надежным методом предотвращения распространения звука является установка звукоизоляции шахты лифта.

Здесь шахта лучше всего собранная из объемных блоков заводского изготовления, полностью отделенная от конструкции здания, отделенных от структуры здания расширенным пазом.

Ограждение шахты образует независимую устойчивую конструкцию без жестких связей со зданием.

Нижняя часть шахты (прямок) изолирована от здания пластинами звукопоглощающего материала, таким, например, как железобетонные плиты.

Для увеличения жесткости конструкции шахты и во избежании ее поперечного смещения промежутки между шахтой и зданием на уровне этажей может быть заполнен звукопоглощающим материалом (железобетонные пластины, полистирен).

ЛИТЕРАТУРА

- Aerkrom, P.: *Results of Experimental Work on Traction Drives*.
Elevator Technology 4 (Proceedings of ELEVCON 92, Amsterdam, 1992).
- Application and Adjustment for Range of Safety Gears*
D & D Developments, Northampton, England, 1997.
- Cameron, D.: *Dynamic Analysis of Safety Gears*.
Northampton, England.
- Cholewa, W. and Hansel, J.: *Problem of Plastic Lining Application in Friction Drives*. Elevator Technology (Proceedings of ELEVCON 86, Nice, 1986).
- de Crouy-Chanel, F.: *International Standardization in the Lift Industry*.
Elevator Technology (Proceedings of ELEVCON 86, Nice, 1986).
- Deimann, R.: *Experience with Rope Brakes*. Elevator Technology 4
(Proceedings of ELEVCON 92, Amsterdam, 1992).
- Distaso, C: *Polyurethane Buffers*. Elevator Technology 3 (Proceedings of ELEVCON 90, Rome, 1990).
- Feyrer, K.: *Discard Criteria for Wire Ropes*. Elevator Technology II
(Proceedings of ELEVCON 88, Karlsruhe, 1988).
- Franzen, C.F. and Englert, Th.: *Der Aufzugbau*. F. Vieweg & Sohn,
Braunschweig, 1972.
- Gibson, G.W.: *New Concepts in Traction Drives*. Proceedings of the
International Lift Symposium, Amsterdam, 1984.
- Gibson, G.W.: *Kinetic Energy of Passenger Elevator Door Systems*.
ELEVATOR WORLD 12/1989 and 1/1990, Mobile, USA.
- Hymans, F. and Hellborn, A.V.: *Der neuzeitliche Aufzug mit Treibscheibenantrieb*, Julius Springer, Berlin, 1927.
- Janovsky, L.: *Elevator Mechanical Design, 2nd edition*. Ellis Horwood
Ltd., Chichester, 1993.
- Janovsky, L.: *Stress Analysis in Guide Rails of Electric Elevators*.
Technical University of Prague, dissertation, 1981.
- Janovsky, L.: *The Distribution of Tensile Forces in Elevator Ropes with Traction Drives and the Resultant Effect upon Wear of Sheave Grooves*. Proceedings of the International Lift Symposium,
Amsterdam, 1984.
- Janovsky, L.: *Testing of Elevator Machines*. Elevator Technology II
(Proceedings of ELEVCON 88, Karlsruhe, 1988).
- Janovsky, L.: *Analysis of Stress in Guide Rails*. Elevator Technology 3,
Rome, 1990.
- Janovsky, L.: *Worldwide Standards for Guide Rail Calculations*
Elevator Technology 4 (Proceedings of ELEVCON 92, Amsterdam, 1992)
- Janovsky, L. and Dolezal, J.: *Vytahy a eskalatory*. SNTL, Prague, 1980.

- Kamaike H., Ishii, T., Watanabe, E., Matsukura, Y.: *A Ropeless Linear Drive Elevator*. ELEVATOR WORLD 3/1991, Mobile, USA.
- Kampers, P.: *The Best Elevator Rope*. Elevator Technology 4 (Proceedings of ELEVCON 92, Amsterdam, 1992).
- Lancy, R. and McCallum, W.: *Whisperflex Compensating Cable*. Elevator Technology (Proceedings of ELEVCON 86, Nice, 1986).
- Measuring Sound*. Brochure of Bruel & Kjaer, Denmark, 1984.
- Nederbragt, J.A.: *Emergency Rope Brake*. ELEVATOR WORLD 5/1985, Mobile, USA.
- Nederbragt, J.A.: *Rope Brake as Precaution against Overspeed*. ELEVATOR WORLD 7/1989, Mobile, USA.
- Niemann, G. and Winter, H.: *Maschinemlemente III*. Springer Verlag, Berlin, 1983.
- Strakosch, G.: *Vertical Transportation: Elevators and Escalators*. 2nd edition. John Wiley & Sons, New York, 1983.
- Sturgeon, W.C.: *The LIM Elevator Drive*. ELEVATOR WORLD 3/1991, Mobile, USA.
- Terminology for Lifts, Escalators and Passenger Conveyors*. Federation Europeenne de la Manutention, Section VII, 1981.
- The Selection and Inspection of Elevator Ropes*. ELEVATOR WORLD Educational Package, Mobile, USA.
- Walker, H.: *The Thermal Rating of Worm Gearboxes*.

ПРАВИЛА И СТАНДАРТЫ

- ANSI/AGMA 6034-A 87 Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors, 1988.
- AN SI/ASM E A17.1-1996 Safety Code for Elevators and Escalators.
- Australian Standard AS 2759-1985 Steel Wire Rope – Application Guide.
- Australian Standard AS 3569-1989 Steel Wire Ropes.
- BS 302:Part 1:1987 Stranded Steel Wire Ropes. Specification for General Requirements.
- BS 302:Part 4:1987 Stranded Steel Wire Ropes. Specification for Ropes for Lifts.
- BS 5655:Part 1:1979 Lifts and Service Lifts. Safety Rules for the Construction and Installation of Electric Lifts.
- BS 5655:Part 5:1981 Lifts and Service Lifts. Specification for Dimensions of Standard Electric Lifts Arrangements.
- BS 5655:Part 9:1985 Lifts and Service Lifts. Specification for Guide Rails.
- EN 81-1: 1998 Safety Rules for the Construction and Installation of Lifts, Part I: Electric Lifts.
- ISO 4344 Steel Wire Ropes for Lifts.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие автора к третьему изданию.....	5
От переводчика	7
Список обозначений	9
1. Механическое оборудование и составные части	14
1.1. Общие положения	14
1.2. Лифты с тяговым приводом.....	15
1.3. Лифты с линейным индукционным приводным двигателем.....	17
1.4. SchindlerMobile®.....	21
2. Подвеска кабины и противовеса.....	26
2.1. Способы подвески и выравнивающее устройство.....	26
2.2. Классификация, конструкция и рекомендации по выбору канатов лифта	28
2.3. Расчет лифтовых канатов и фактор безопасности	36
2.4. Заделка концов канатов.....	41
2.5. Удлинение канатов.....	45
2.6. Долговечность, техническое обслуживание и замена канатов лифта	47
2.7. Компенсирующие канаты	55
3. Типы привода.....	61
3.1. Тяговый привод.....	61
3.1.1. Канатные системы	61
3.1.2. Тяговый шкив и отводной блок	64
3.1.3. Силы, действующие на шкив	68
3.1.4. Контактное давление каната в ручье обода шкива.....	69
3.1.5. Коэффициент трения канатов в ручьях	75
3.1.6. Тяговая способность при разных условиях	76
3.1.7. Скольжение каната. Износ ручьев шкива.....	85
3.2. Преобразование крутящих моментов.....	86
3.3. Барабанный привод.....	90
4. Лифтовые лебедки	98
4.1. Редукторные лифтовые лебедки.....	98
4.1.1. Общие положения	98
4.1.2. Червячная передача	98
4.1.2.1. Принципы проектирования.....	98
4.1.2.2. Принципы расчета.....	103
4.1.2.3. Расчет тепловыделения	104
4.1.2.4. Конструкция лебедок.....	108
4.1.3. Планетарная передача	119
4.1.4. Волновая передача.....	124

4.1.5. Лебедки с ременной передачей	126
4.2. Безредукторные лифтовые лебедки	129
4.2.1. Безредукторные лебедки постоянного тока	129
4.2.2. Безредукторные лебедки переменного тока	134
4.3. Лебедки для лифтов без машинного помещения	137
4.4. Испытание редукторных лифтовых лебедок	152
5. Тормоза	163
5.1. Типы тормозов	163
5.2. Расчет тормозного момента и выбор тормоза	170
5.2.1. Расчет статического крутящего момента M_{st}	171
5.2.2. Расчет динамического крутящего момента M_d	171
5.2.3. Выбор тормоза	173
5.3. Испытание лифтовых тормозов	174
6. Противовес	179
7. Направляющие кабины и противовеса	182
7.1. Форма, материал и соединение отрезков направляющих. Кронштейны направляющих	182
7.2. Расчет направляющих	188
7.2.1. Анализ напряжений и деформаций направляющих в процессе работы ловителя	189
7.2.2. Силы, действующие на направляющие в процессе нормальной работы. Классы загрузки	196
7.2.3. Международные стандарты расчета направляющих	198
7.2.4. Оценка методов расчета	203
7.2.5. Рекомендуемый метод расчета направляющих	205
7.3. Типы направляющих башмаков	213
8. Ловители	223
8.1. Общие положения	223
8.2. Ограничитель скорости	224
8.3. Ловитель резкого торможения	229
8.4. Ловитель плавного торможения	233
8.5. Предотвращение неконтролируемого движения поднимающейся кабины	244
9. Буфера	253
9.1. Классификация	253
9.2. Полиуретановые буфера (энергонакопительные)	255
9.3. Пружинные буфера (энергонакопительные)	258
9.4. Масляные буфера (энергорассеивающие)	263
10. Каркас кабины	271
10.1. Принципы проектирования	271
10.2. Расчет каркаса кабины	275

11. Двери и приводы дверей	287
11.1. Классификация: типы дверей.....	287
11.1.1. Распашные двери.....	289
11.1.2. Горизонтально раздвижные двери.....	289
11.1.3. Складные двери.....	298
11.1.4. Вертикально раздвижные двери	298
11.2. Привод дверей	301
11.2.1. Привод горизонтально раздвижных дверей	301
11.2.2. Привод вертикально раздвижных дверей.....	311
12. Шахта лифта и машинное помещение	314
12.1. Общие требования к шахтам.....	314
12.2. Конструкция шахты, оборудование и монтаж.....	315
12.3. Верхняя часть шахты.....	316
12.3.1. Лифты с тяговым приводом	316
12.3.2. Лифты с жесткой кинематикой привода.....	317
12.4. Прямок и зазоры от пола приямка	319
12.5. Машинные и блочные помещения.....	319
12.6. Звукоизоляция	321
12.6.1. Лебедка лифта.....	321
12.6.2. Контроллеры.....	327
12.6.3. Источники звука, расположенные в шахте.....	328
Литература.....	329
Правила и стандарты.....	330

Для заметок

Научное издание

ЛЮБОМИР ЯНОВСКИ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛИФТОВ

Третье издание

(LUBOMIR JANOVSKY)

(ELEVATOR MECHANICAL DESIGN)

(Third Edition)

Редактор *А.Н. Хрулева*

Компьютерный набор и верстка *Д.А. Матвеев*

Дизайн обложки *Н.С. Кузнецова*

Лицензия ЛР № 0716188 от 01.04.98. Сдано в набор 09.11.2004.

Подписано к печати 15.04.2005 Формат 70×100/16.

Бумага офс. Гарнитура таймс. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 21. Тираж 2000 экз. Заказ № 663

Издательство Ассоциации строительных вузов (АСВ)

129337, Москва, Ярославское шоссе, 26, оф. 511

тел/факс: 183-5742

e-mail: iasv@mgsu.ru

Internet: <http://www.iasv.ru>

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленных диапозитивов в ППП «Типография «Наука»
121099, Москва, Шубинский пер., 6

Для заметок



ЗАО "АКСЕЛ ЛИФТ"

115230 Москва, Варшавское ш., 42 оф. 503

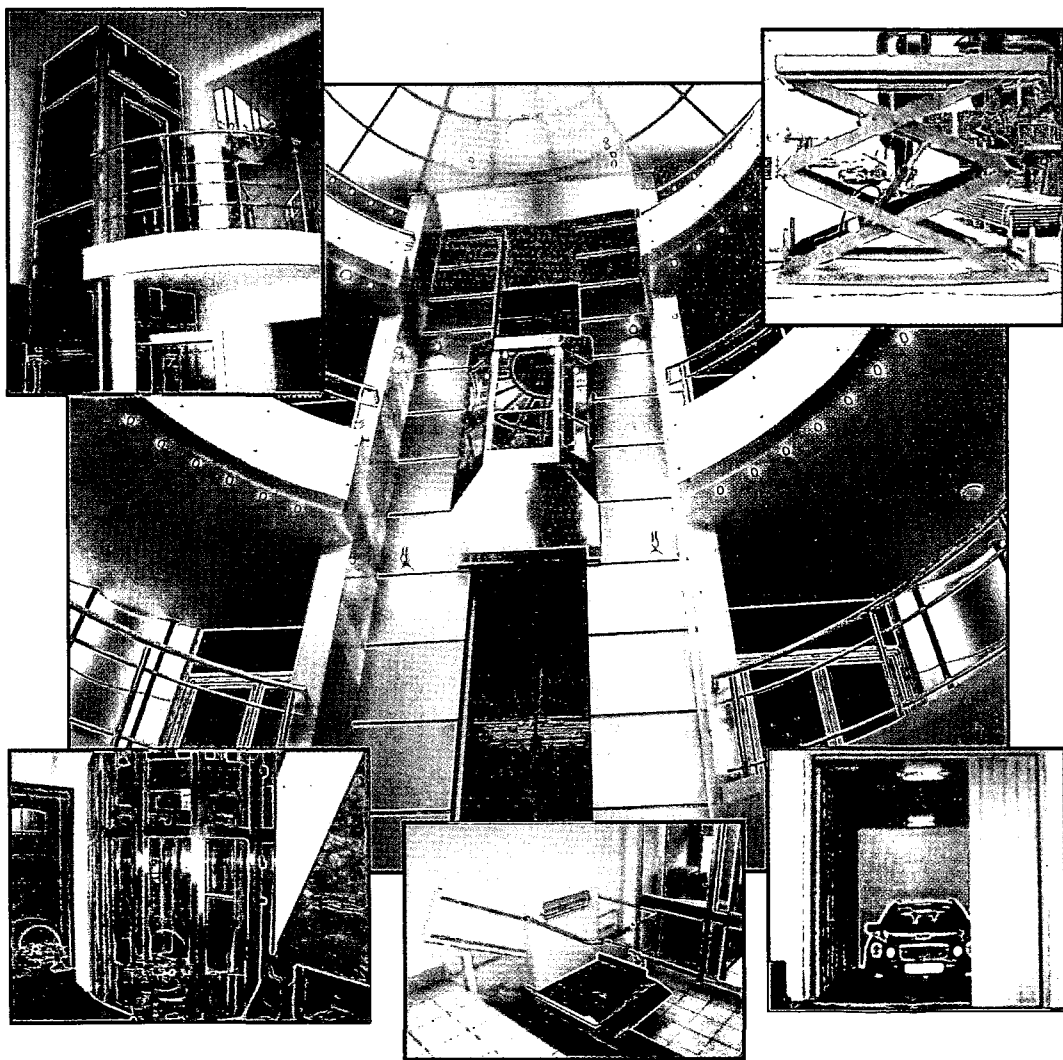
Тел.(095)782-18-85 Факс (095)797-34-75

e-mail: axel@axellift.ru www: axellift.ru

ЗАО «АКСЕЛ ЛИФТ» осуществляет проектирование, поставку, монтаж и сервисное обслуживание пассажирских и грузовых лифтов и подъемников, а также изготавливает эксклюзивные интерьеры кабин для пассажирских лифтов.

Мы предлагаем:

- ♦ Пассажирские лифты с электрическим и гидравлическим приводом для административных и жилых зданий, в том числе для коттеджей
- ♦ Грузовые платформы грузоподъемностью до 10 000 кг
- ♦ Лифты для перевозки автомобилей с водителями
- ♦ Подъемники с вертикальной и наклонной траекторией перемещения для инвалидов
- ♦ Сервисные лифты грузоподъемностью до 100 кг для баров, библиотек и пр.
- ♦ Малые грузовые лифты грузоподъемностью до 250 кг для складов, магазинов
- ♦ Металлокаркасные шахты, с ограждением из стеклянных панелей или листового металла.



Любомир Яновски - профессор механического факультета Пражского Технического Университета. Является консультантом по лифтам/эскалаторам и практикующим экспертом, председателем или членом целого ряда отраслевых комитетов и комиссий по стандартизации.

Автором написаны многочисленные книги и статьи по вертикальному транспорту и транспорту материалов, опубликованные в различных странах.