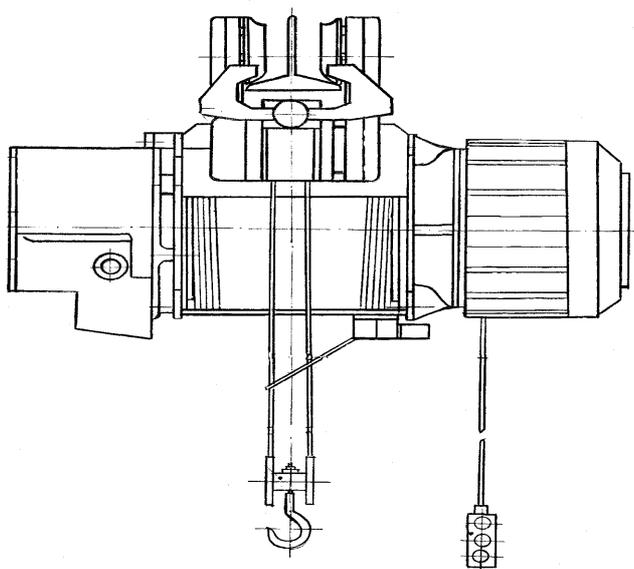


МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЁМА РУЧНЫХ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТАЛЕЙ



Министерство высшего образования и науки Российской Федерации
ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЁМА РУЧНЫХ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТАЛЕЙ

*Методические указания
для студентов 3–4 курсов машиностроительных специальностей ВУЗов*



Тамбов
Издательство ТГТУ
2009

УДК 621.861.8(07)
ББК 0921.3я73-5
М12

Рецензент

Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Прикладная механика
и сопротивление материалов» ТГТУ
В.Ф. Першин

М12 Механизмы подъёма ручных и электрических талей : методические указания / сост. Н.Ф. Майникова. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 40 с. – 200 экз.

Содержат общие методические указания по проектированию встраиваемых механизмов подъёма грузоподъемных машин на примере конструкций талей. Даны описания и методики расчёта отдельных узлов и элементов конструкции, а именно, механизмов подъёма. Приведён список рекомендуемой литературы.

Предназначены для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов при изучении дисциплин: «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин и монтажные механизмы», «Грузоподъемные машины», «Подъемно-транспортные машины».

УДК 621.861.8(0)
ББК 0921.3я73-5

© ГОУ ВПО «Тамбовский государственный
технический университет» (ТГТУ), 2009

Учебное издание

МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЁМА РУЧНЫХ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТАЛЕЙ

Методические указания

Составитель

МАЙНИКОВА Нина Филипповна

Редактор М.С. Анурьева

Инженер по компьютерному макетированию Т.Ю. Зотова

Подписано в печать 19.11.2009

Формат 60 × 84/16. 2,32 усл. печ. л. Тираж 200 экз. Заказ № 417

Издательско-полиграфический центр ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

1. УСТРОЙСТВО ТАЛЕЙ

В качестве объектов для обучения конструированию рассматриваются встраиваемые механизмы подъема грузоподъемных машин на примере конструкций талей, которые находят широкое применение как средства механизации машиностроительного и других производств.

Таль – грузоподъемное устройство с ручным, электрическим или пневматическим приводом, подвешиваемое к балкам или специальным тележкам, перемещающимся по подвесному монорельсовому пути.

Отличительным признаком тали является компактность. Промышленно выпускаются тали грузоподъемностью от 0,25 до 16 т с электроприводом и тали ручные грузоподъемностью: 1; 3,2; 5 и 8 т. Высота и скорость подъема груза талей соответственно не более 30 м и $0,05 - 0,15 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ [1 – 9].

Ручные тали (с ручным приводом) производят подъем груза с помощью грузовых пластинчатых или сварных комбинированных цепей, приводимых в движение вручную с помощью звёздочек. Часто грузовая цепь образует полиспаст кратностью 2; 3 и реже 4 [1 – 8]. Различают червячные и шестерённые ручные тали.

Механизм подъема ручной червячной тали представлен на рис. 1. Подъемный механизм включает в себя тяговую звёздочку 1, закреплённую на быстроходном валу 2 червячного редуктора. Подъем груза осуществляется с помощью сварной тяговой цепи (на рис. 1 не показана). Барабаны 4 размещены с двух сторон тихоходного вала 3. Обычно в этом случае используется сдвоенный полиспаст (разрез А–А, рис. 1), уравнительный блок 5 которого закрепляется на корпусе 6 редуктора с помощью кронштейна 7 винтами 8.

Конструкция барабанов 4 – литая, с нарезкой. Нарезка канавок на барабанах под канат выполняется в разные стороны. Груз при этом поднимается строго вертикально. Блок 5, валы червяка и колёса установлены на подшипниках качения 9 и 10, закрытых крышками 11 и 18 с манжетами 12 (подшипники и крышки на валу червяка не показаны). Осевое смещение барабанов на валу исключается винтами 13 и торцевой шайбой 14. Передача движения с вала 3 на колесо и барабаны осуществляется с помощью шпонок 15. Смещение колеса 4 вдоль оси вала исключается втулкой 16. Корпус 6 редуктора литой чугунный неразъёмный. Размер крышки 17 позволяет вынимать (вправо) червячное колесо в сборе с тихоходным валом после отвинчивания винтов 13, червячный вал при этом должен быть вынут через отверстия подшипниковых гнезд вала червяка (на чертеже не показаны). Подшипники уравнительного блока 5 устанавливаются на оси 19. Осевое перемещение оси 19 исключается ригелем 20, закреплённым винтами 21 к кронштейну 7 и головкой оси слева (разрез А–А, рис. 1).

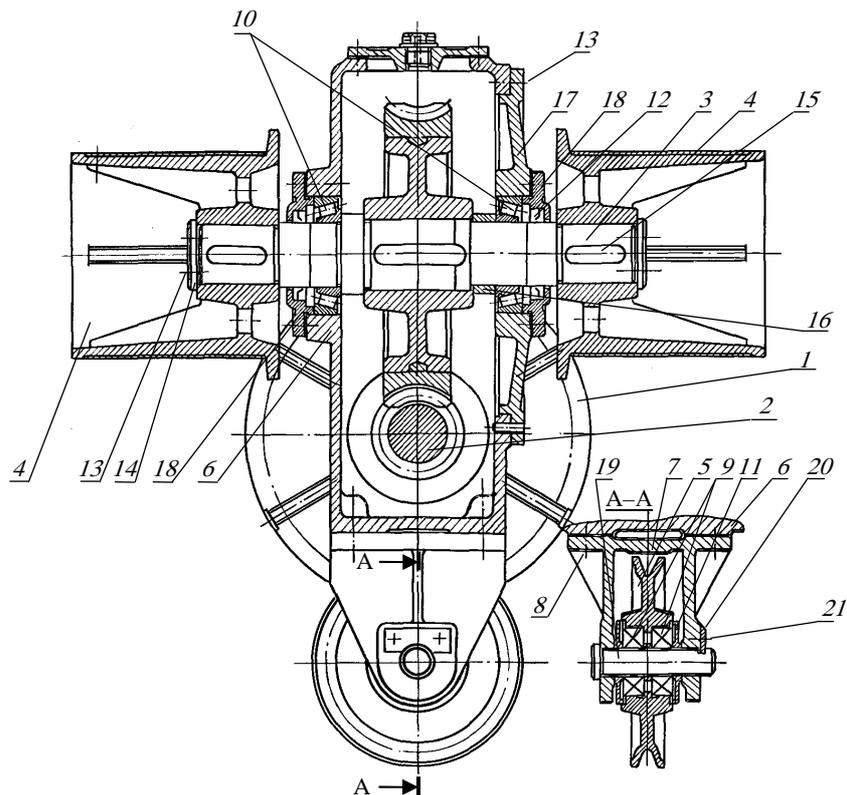


Рис. 1. Механизм подъёма ручной тали с червячным редуктором

Червячная таль с пластинчатой грузовой цепью, образующей двукратный полиспаст, имеет (рис. 2) верхнюю подвеску 1 с подвижной звёздочкой 2, подвешенной на пластинчатой шарнирной цепи 10. Приводной механизм состоит из червяка 9, на котором закреплена приводная звёздочка 4 с калиброванной сварной бесконечной цепью 3, и из червячного колеса 7, выполненного литьём со звёздочкой 5 или жёстко соединённого с ней. Звёздочка приводит в движение грузовую пластинчатую цепь, от длины которой зависит высота подъёма груза. Червячная передача для увеличения КПД выполнена несамотормозящейся с двухзаходным червяком с углом подъёма винтовой линии 15 – 20°. Поэтому для предотвращения самопроизвольного опускания груза она имеет дисковый грузоупорный тормоз 5. Грузоподъёмность червячных талей составляет 0,5 – 10 т. КПД равняется 0,55 – 0,7.

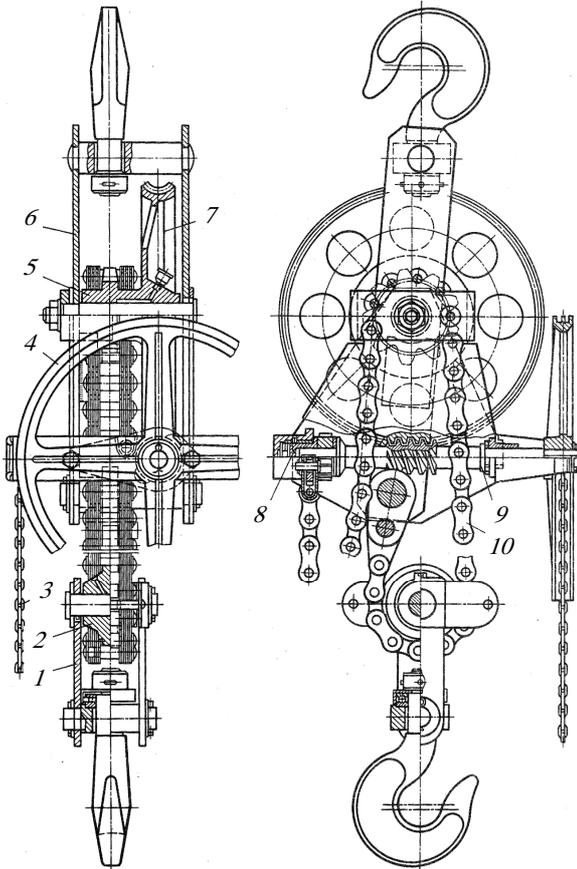


Рис. 2. Червячная ручная таль

Средние значения усилий и окружные скорости приводных рукояток и тяговых колёс не должны превышать значений, приведённых в табл. 1.

При проектировании грузоподъёмных машин с ручным приводом размеры приводных рукояток и тяговых колёс должны назначаться в пределах, при которых может быть обеспечена удобная и безопасная работа рабочего. На механизме с двумя рукоятками одновременно могут работать не более четырёх, а на цепи тягового колеса – не более трёх человек. Радиус тягового колеса составляет 100 – 150 мм. Расстояние от уровня пола до свисающей с колеса петли цепи должно быть 600 – 800 мм [8].

При расчёте механизмов с ручным приводом на прочность исходят из усилия, прикладываемого к приводной рукоятке (800 Н). В механизме с тяговой цепью это усилие составляет 1200 Н [8].

1. Расчётные значения усилий и окружной скорости приводных рукояток и тяговых колёс

Продолжительность работы	Рукоятка		Тяговое колесо	
	усилие, Н	скорость, м/с	усилие, Н	ско- рость, м/с
Длительная Периодическая в течение 6 – 8 ч с частыми перерывами Кратковременная, продолжительность не более 5 мин	80 – 100	0,9 – 1,2	120 – 160	0,6 – 0,8
	150 – 160	0,7 – 0,8	180 – 200	0,5 – 0,6
	200	0,5 – 0,6	300 – 400	0,3 – 0,4

Пластинчатые грузовые цепи изготавливают из стали 40, 45 и 50 с временным сопротивлением растяжению $\sigma_{вр} = 570 \dots 600$ МПа. Цепи состоят из пластин, шарнирно соединённых между собой пальцами. Число пластин в цепи увеличивается с возрастанием расчётной нагрузки.

Пластины цепи рассчитывают в предположении, что нагрузка на пластины распределена равномерно.

В действительности имеется неравномерность распределения нагрузки между пластинами, вызванная неточностью обработки отверстий пластин и диаметров пальцев. Кроме того, вследствие упругой деформации пальцев внутренние пластины нагружены больше, чем внешние. Эти факторы трудно учесть, поэтому цепь рассчитывают по формуле:

$$K_{ц} S_{\max} \leq S_{\text{разр}},$$

где $S_{\text{разр}}$ – разрывное усилие; $K_{ц}$ – коэффициент запаса прочности, принимаемый в зависимости от назначения цепи и типа привода; S_{\max} – максимальное рабочее натяжение цепи, но с учётом коэффициента запаса прочности по отношению к разрушающей нагрузке, который должен быть не менее 5 для цепи, применяемой на грузоподъёмной машине при машинном приводе и не менее 3 при ручном приводе.

Преимуществом пластинчатых цепей по сравнению со сварными является большая надёжность в работе, вследствие отсутствия сварного стыка, более плавное движение – скорость цепи 0,25 м/с (при необходимости скорость цепи можно увеличить до 1,5 м/с, при коэффициенте запаса прочности 8).

Недостатком пластинчатых цепей является то, что они могут изгибаться только в плоскости, перпендикулярной к осям шарниров; значительная масса и стоимость по сравнению со сварными цепями, а также большой износ шарниров цепей.

Диаметр начальной окружности звёздочки

$$D_{н.о.} = t / \sin(180^\circ / z),$$

где t – шаг цепи; z – число зубьев звёздочки.

Конструкция механизма подъёма шестерённой ручной тали представлена в работе [8, с. 13–14].

Кроме червячных и шестерённых талей с приводом от тягового колеса также применяют тали с приводом от качающейся рукоятки [1 – 8].

Пневматические тали используют для работы во взрывоопасной среде, в которой использование электродвигателей не допускается. Пневматическая таль имеет механизм подъёма, установленный на приводной монорельсовой тележке, и приводную монорельсовую тележку, шарнирно соединённую с неприводной тележкой, с помощью которой она перемещается по подвесному монорельсовому пути. В конструк-

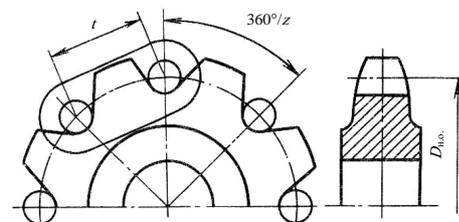


Рис. 3. Звёздочка для пластинчатой цепи

циях таких талей применяют пневматические ротационные лопастные двигатели с встроенными дисковыми тормозами, располагающиеся в полости барабана [8, с. 17–18].

Электрические тали. Таль электрическая состоит из механизмов подъёма *1* и передвижения *2*, крюковой подвески *3*, кнопочной станции *4*, грузового каната *5* (рис. 4). Управление механизмом подъёма тали электрической производят с помощью кнопочной станции, подвешенной к корпусу. Токоподвод выполняют в виде троллей или гибкого кабеля.

Механизм подъёма подвешен к траверсе *8*, в его состав входят электродвигатель (на рис. 4 не показан), барабан *9* (или мотор-барабан), редуктор *10*, шкаф электроаппаратуры *11*, крюковая подвеска *3*. Барабан или мотор-барабан размещается в литом или сварном корпусе тали *12*. На траверсе *8* также закрепляются элементы механизма подъёма – уравнильный блок *14* и панель с конечным выключателем (на рис. 4 не показана). Расположение барабана или мотор-барабана относительно рельса *13* может быть поперечным (рис. 4, 5) или продольным [1, с. 546]. Механизм передвижения включает в себя приводную *6* и холостую *7* тележки, которые шарнирно соединены с траверсой *8*. Направляющие ролики *15* и буфер *16* входят в комплектацию приводной и холостой тележек механизма передвижения тали.

Для обеспечения безопасности работ тали оборудуют соответствующими устройствами, большая часть которых действует автоматически [2, с. 112]. При помощи этих устройств отключаются: механизм подъёма при достижении крюковой подвеской крайнего верхнего положения; механизм передвижения при подходе ограничителей тали к упорам.

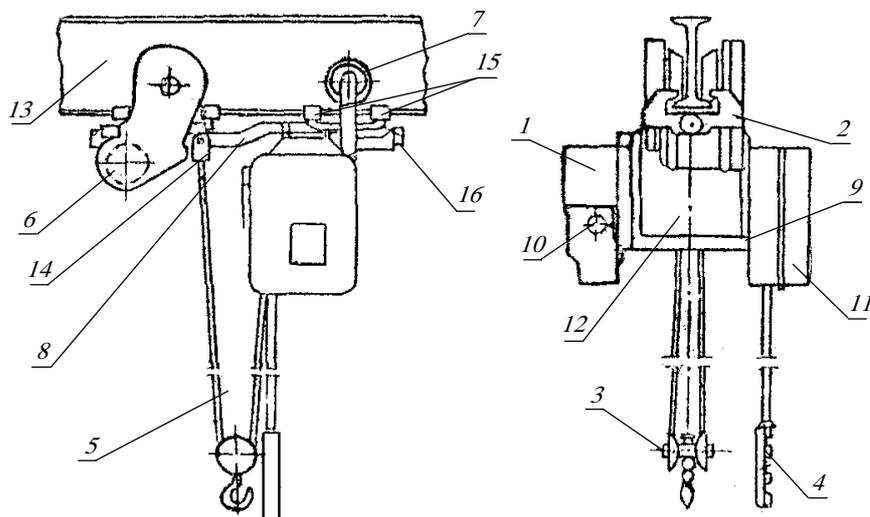


Рис. 4. Конструкция тали электрической

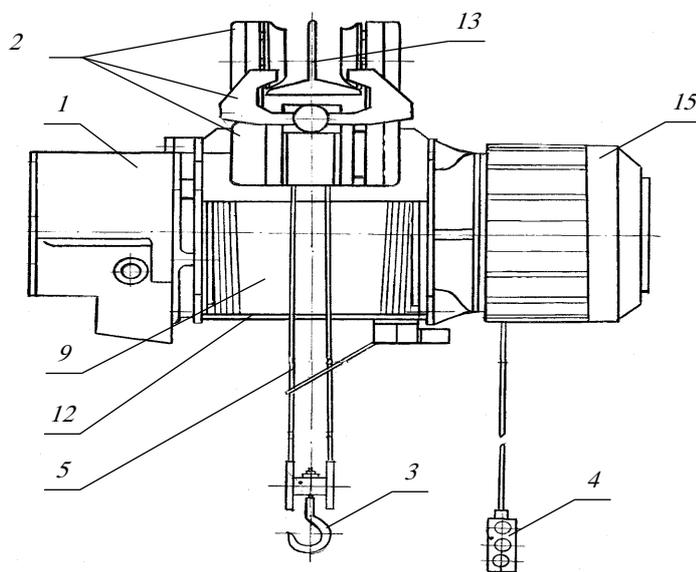


Рис. 5. Электроталь с фланцевым креплением электродвигателя механизма подъёма к корпусу

Электроталь с фланцевым креплением электродвигателя *15* к корпусу *12* показана на рис. 5. Такая конструкция встречается на практике реже, чем с мотором-барабаном, вследствие меньшей компактности, так как конструкция мотор-барабана предусматривает размещение электродвигателя во встраиваемом исполнении внутри барабана (рис. 4, 6, 7, 9).

В качестве однорельсового пути для талей с грузоподъёмностью от 1 до 10 тонн используются двутавры. Номер двутавра назначается в зависимости от грузоподъёмности тали.

Узлы электротали показаны отдельно на рис. 6 (номера позиций соответствуют рис. 4).

Следует учитывать, что современное производство грузоподъёмных машин основывается на создании блочных и унифицированных конструкций (крюковых подвесок, муфт, тормозов и др.), позволяющих получить наиболее высокий технико-экономический эффект при изготовлении и эксплуатации этих машин.

Блочной называют конструкцию, состоящую из самостоятельных узлов-блоков, соединённых между собой посредством легкоразъёмных соединений. Применение блочных конструкций позволяет выпускать узлы механизмов в законченном виде, что приводит к специализации отдельных цехов и заводов. Специализация производства, в свою очередь, обеспечивает повышение качества изготавливаемых узлов. Применение блочных конструкций позволяет легко отделить от машины узел, требующий ремонта, без разборки смежных узлов. При наличии запасных узлов замену неисправного узла можно производить в короткое время.

Кроме того, применение блочных конструкций даёт возможность максимально унифицировать отдельные узлы и детали.

На рис. 6 позиция *3* обозначает подвеску крюковую. В состав подвески входят два блока, что соответствует конструкции барабана и типу выбранного полиспаста (сдвоенный полиспаст с кратностью – два) [1 – 4]. Полиспаст даёт возможность уменьшить усилие в канате и величину грузового момента на барабане.

Позиции *6* и *7* – тележки механизма передвижения тали. Различают приводную и холостую тележки. Направление колёс тележек по монорельсу, кроме их реборд, производится горизонтальными направляющими роликами.

В грузовой барабан *9* механизма подъёма тали встроена активная часть (статор и ротор) электродвигателя.

Редуктор *10* данной конструкции механизма подъёма тали – соосный и имеет две пары прямозубых цилиндрических колёс. Внутри корпуса редуктора размещают грузоупорный тормоз, конструкция которого более подробно представлена в разделе 2.

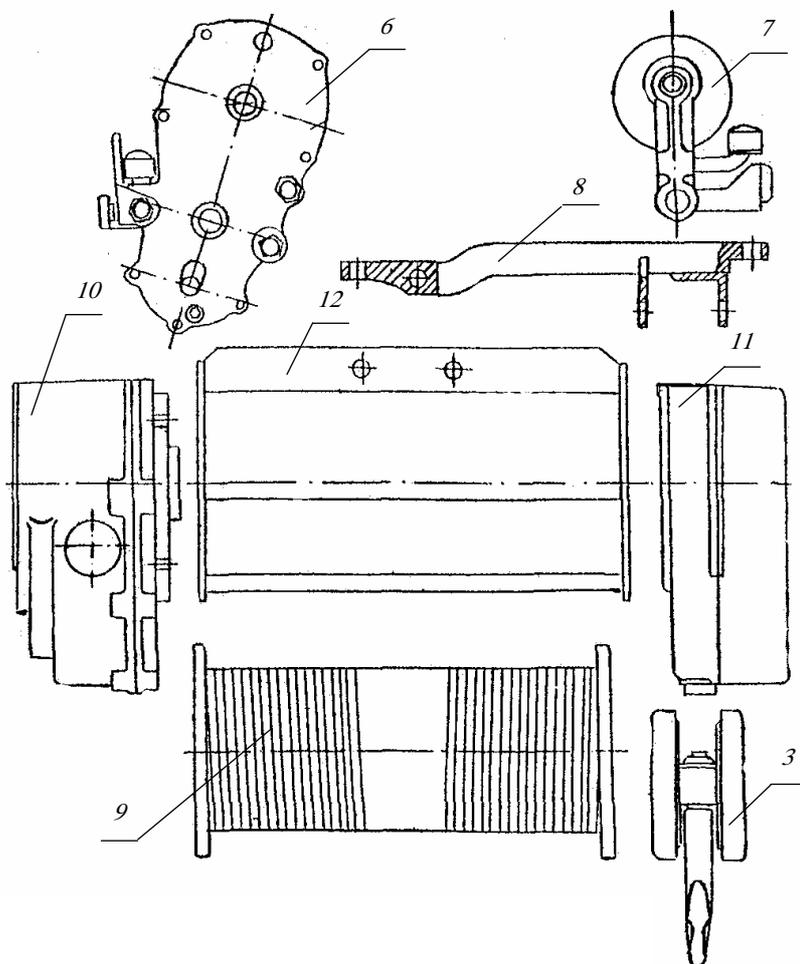


Рис. 6. Основные узлы электротали

Шкаф электроаппаратуры *11* подвешивается к корпусу тали *12* с противоположной стороны от редуктора *10*. В шкафу размещаются пусковая аппаратура, кольцевой токосъёмник и силовые кабели.

Далее даются описания устройств, принципов действия и расчётов механизмов подъёма электрических талей.

Описания механизмов передвижения талей, расчёт приводной и холостой тележек, редукторов привода механизма детально представлены в работах [1, 2, 5, 10, 13] и в данном издании не рассматриваются.

2. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЁМА ЭЛЕКТРОТАЛЕЙ

2.1. УСТРОЙСТВО МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА

Механизмы подъёма имеют разнообразные конструкции, зависящие от параметров талей, технологических возможностей производства и других факторов. В зависимости от компоновочной схемы и передаточного отношения в механизмах подъёма талей используют редукторы: зубчатые цилиндрические, червячные, планетарные (рис. 7 – 10).

Схема механизма подъёма электротали с двухступенчатым цилиндрическим соосным редуктором представлена на рис. 7. Электродвигатель *1* во встраиваемом исполнении расположен внутри канатного барабана *2*. Вал двигателя соединён посредством муфты *11* с быстроходным валом редуктора, состоящего из шестерён *3, 4* и колёс *5, 6*, валов – *3, 4, 10*, а также снабжённого электромагнитным колодочным *7* и грузоупорным винтовым *8* тормозами. В случае, когда колодочный тормоз расположен внутри корпуса редуктора, на противоположном конце механизма подъёма закрепляют, как противовес, шкаф электроаппаратуры *9*. Имеется шлицевозубчатая муфта *10*.

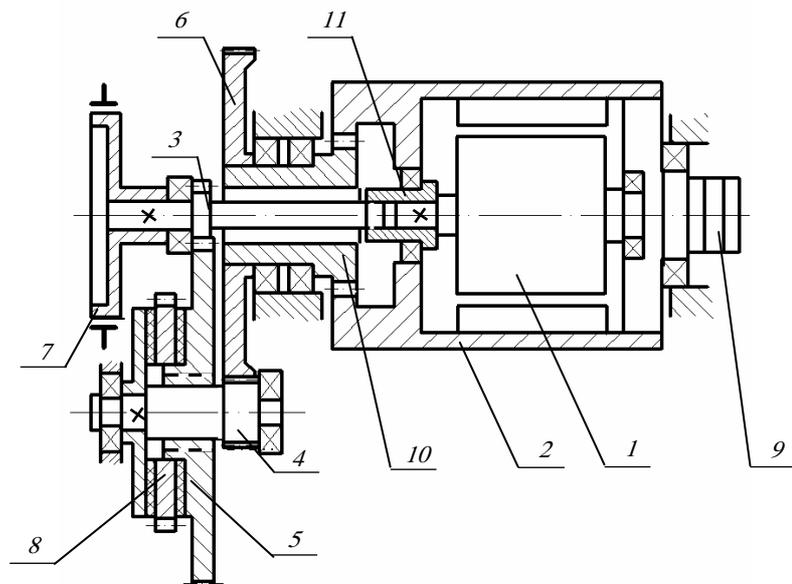


Рис. 7. Схема механизма подъёма с двухступенчатым цилиндрическим соосным редуктором

Механизмы подъёма, представленные на рис. 7 и 8, имеют некоторые конструктивные особенности.

Редуктор цилиндрический соосный прямозубый представлен на рис. 8. Ступица колеса 7 выполнена в виде удлинённой втулки 8, внутри которой помещён быстроходный вал редуктора 2, а на внешней её поверхности закреплён литой чугунный барабан 1 с нарезкой, канатом и планкой 12 с винтом 27. Шпонка 20 обеспечивает передачу движения от колеса 7 на барабан 1. Корпус 11 тали выполнен также литым с двумя фланцами, к которым винтами 30 и 31 крепятся слева фланец электродвигателя, а справа – корпус 10 редуктора. Опорами втулки 8 являются подшипники 21, вала 3 – подшипники 23 и 24 и вала 5 – подшипники 13 и 22. Подшипник 22 – роликовый с короткими цилиндрическими роликами и тремя буртами серии 423 000 позволяет валу 5 самоустанавливаться, т.е. перемещаться вправо в небольших пределах. Подшипники 21, 13, 23 и 24 могут быть шариковыми радиальными, например, серии 200, 300, 400. Крышка 28 должна позволять подшипнику 13 перемещаться вправо, т.е. должен быть зазор 0,5 – 1 мм между подшипником и крышкой. Величина этого зазора регулируется прокладками 29.

Необходимо обратить внимание ещё и на тот факт, что все детали, размещённые на валах редуктора и тали, не имеют осевых перемещений, что обеспечивается замковыми 32, 38, 39, дистанционными кольцами 33, 34, 35 и крышками 37.

Выходные концы вала 3 уплотнены манжетами 18. Пробка-отдушина 17 с прокладкой 40 размещена в самой верхней части корпуса редуктора, а спускная пробка 16 с прокладкой 41 в самой нижней части. Между фланцами корпусов тали и редуктора возможна постановка прокладок различной формы (плоских и круглых). Недостатком конструкции, представленной на рис. 6, являются её большие габариты и наличие длинного быстроходного (а, следовательно, малого диаметра) вала. На рисунке 8 тормозные устройства тали не показаны.

На рисунке 9 показана таль со встроенным в барабан электродвигателем 19 и дисковым тормозом 15.

Редуктор двухступенчатый, быстроходная ступень с внешним, а тихоходная с внутренним зацеплениями. Ступени образуются парами колёс 3, 4, 6 и 7, соответственно, находящимися в зацеплении. Имеются: 3 – быстроходный вал и 5 – промежуточная ось редуктора, опорами которых служат подшипники 13 и 25; подшипники 25 – игольчатого типа (для уменьшения габаритов ступицы колеса 4). Подшипники 13 являются одновременно опорами барабана 1, подшипники 9 – опоры корпуса тали. Корпус редуктора 10 закрыт крышкой 14. Дисковый тормоз прикреплён к корпусу 11 тали винтами (на рис. 7 не обозначены). В корпусе редуктора имеются сливная пробка 16 и пробка-отдушина 17. Быстроходный вал уплот-

нён манжетами 18 и 24. Корпус редуктора уплотнён манжетой 20. Позиции 21 – дистанционное кольцо, 22 – мазеудерживающие кольца.

На барабане 1 расположены две планки 12, т.е. таль снабжена сдвоенным полиспагом. Применение мотор-барабанов (рис. 9) позволяет уменьшить осевые габариты механизмов подъёма, но ухудшает ремонтоспособность тали. На рисунке 9 статор двигателя 19 закреплён в неподвижном корпусе внутри барабана, что исключает из конструкции токосъёмник и повышает надёжность работы механизма, однако при этом необходимо применить для барабана подшипники 9 большого диаметра.

Шарикоподшипниковые опоры механизма подъёма электротали смазываются консистентной смазкой через пресс-маслёнки или непосредственной закладкой её в подшипниковые узлы. Зубчатые передачи редуктора смазываются жидкой смазкой из масляной ванны. Уровень масляной ванны контролируется при помощи контрольных пробок. На рисунках 8 и 9 пробки не показаны [10 – 12].

Механизм подъёма тали с планетарным редуктором [15, 20], встроенным внутрь барабана, представлен на рис. 10. Планетарные передачи обеспечивают уменьшение габаритов конструкции, особенно при больших передаточных числах. Такие многозвенные зубчатые механизмы обязательно имеют колёса с движущимися геометрическими осями, которые называются планетарными или сателлитами. Подвижное звено, в котором помещены оси сателлитов, называется водилом. Вращающееся вокруг неподвижной оси колесо, по которому обкатываются сателлиты, называется центральным. Неподвижное центральное колесо называется опорным. Как правило, планетарные механизмы изготавливаются соосными. В отличие от механизмов с неподвижными осями передаточное отношение планетарного редуктора зависит не только от числа зубьев и знака их отношения, но и числа ступеней между центральными колёсами (при остановленном водиле). Поэтому каждая конкретная схема планетарного редуктора имеет своё, вполне определённое, выражение для подсчёта значения передаточного отношения, записанное через числа зубьев (или радиусы колёс). Схемы должны выбираться как с учётом качества простых планетарных передач, из которых komponуется зубчатый редуктор, так и назначения механизма, условий и режима его работы, места установки, а также учёта типа передачи и вида зацепления, распределения общего передаточного числа по ступеням и выбора числа ступеней, оценки потерь на трение, вибрации и упругости звеньев и пр. Поэтому в общем случае выбор схемы с учётом множества факторов может быть выполнен только методами оптимизации с применением ЭВМ.

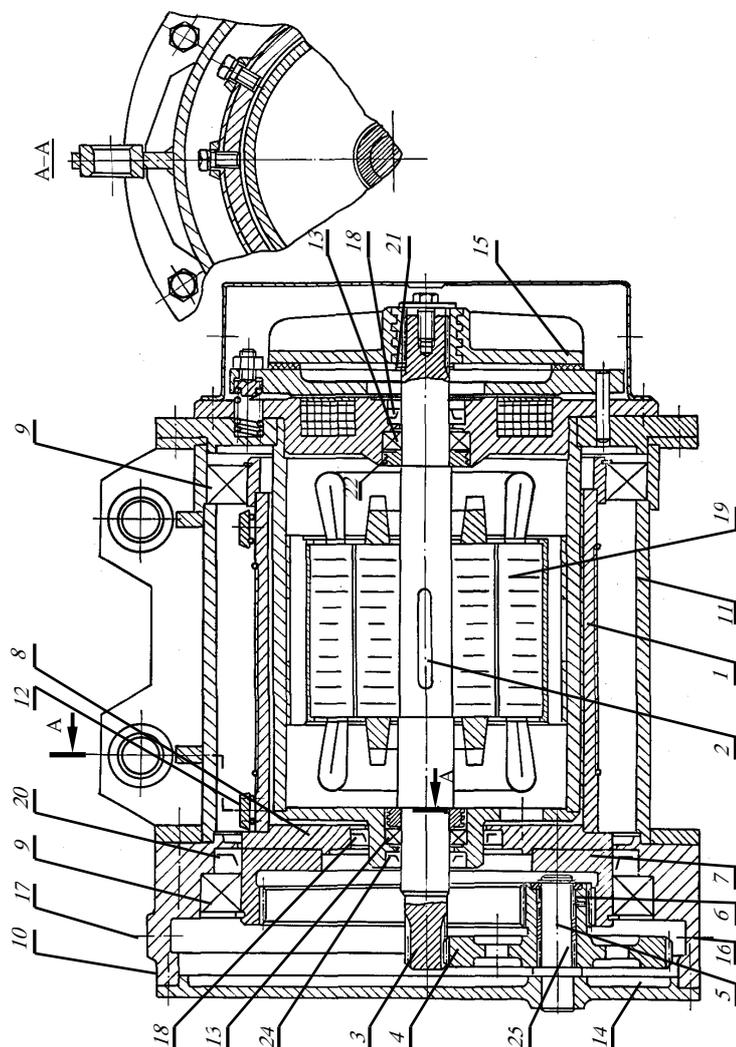


Рис. 9. Механизм подъёма с электродвигателем, встроенным в барабан. Редуктор – двухступенчатый

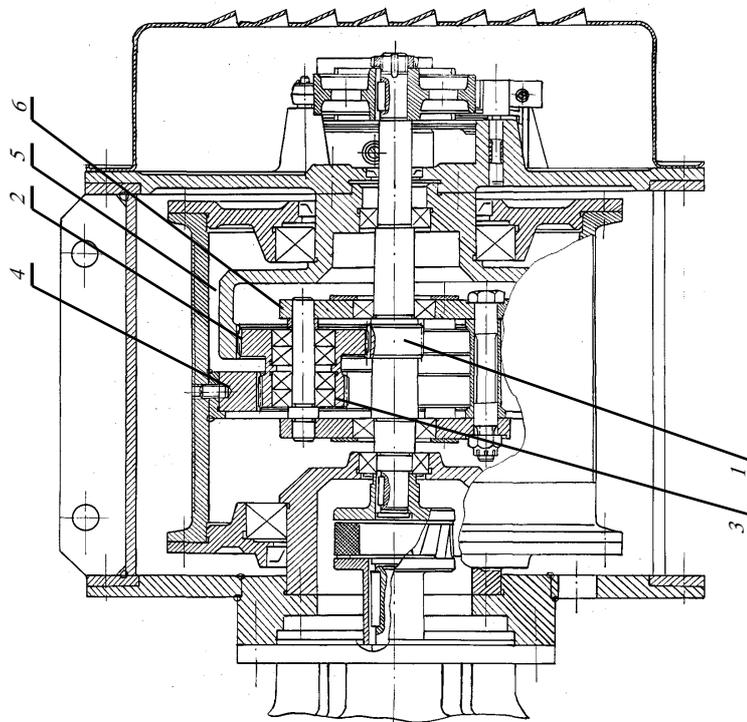


Рис. 10. Механизм подъёма с электродвигателем, фланец которого закреплён на корпусе тали.
Редуктор – планетарный [12]

Схема планетарного редуктора с тремя центральными колёсами представлена на рис. 10. Водило здесь свободно вращается в опорах, не передавая движения. При кинематическом исследовании этот механизм расчленяется на два простых: первый включает центральные колёса 1, 5, сателлит 2 и водило 6; второй – состоит из центрального колеса 4, сателлита 3 и водила 6. При неподвижном колесе 5 число степеней свободы $W = 1$ и общее передаточное число редуктора:

$$u_{14}^{(5)} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_n} \frac{\omega_n}{\omega_4} = u_{1n}^{(5)} u_{n4}^{(5)} = (1 - \omega_{14}^{(n)}) \frac{1}{1 - u_{45}^{(n)}};$$

$$u_{14}^{(5)} = \left(1 + \frac{z_5}{z_1}\right) \frac{1}{1 - \frac{z_3 z_5}{z_4 z_2}} = \frac{z_2 z_4 (z_1 + z_5)}{z_1 (z_4 z_2 - z_3 z_5)}.$$

Данная схема позволяет за счёт подбора соответствующих чисел зубьев получать большие передаточные отношения (> 100) при хорошем КПД и большой компактности.

Электродвигатель механизма подъёма, представленного на рис. 10, с фланцевым креплением к корпусу. При проектировании планетарных редукторов особое внимание следует обращать на точность изготовления сборочных единиц, выполнение сборки и на КПД передачи. Размещение редуктора в барабане тали предъявляет повышенные требования к выполнению уплотнений. На рисунке 10 водило 6

имеет разборную конструкцию. Для залива и слива жидкой смазки в барабанах (рис. 10) предусматривают отверстия.

Конструкции отдельных узлов, например редукторов – соосных трёхступенчатых планетарных [8, с. 18], и другие особенности таких талей детально представлены в работе [8, с. 219 – 235].

2.2. РАСЧЁТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА ЭЛЕКТРОТАЛИ

Для выполнения расчёта необходимо определить следующие исходные величины: G – грузоподъёмность, кН; H – высота подъёма, м; V_1 – скорость подъёма груза, м·с⁻¹; V_2 – скорость передвижения электротали, м·с⁻¹; показатель ПВ, характеризующий режим работы, %.

Энергетический и кинематический расчёты

Определить потребную мощность электродвигателя механизма подъёма

$$N = G V_1 / \eta_0,$$

где N – мощность, Вт; G – грузоподъёмность, Н; V_1 – скорость подъёма груза, м·с⁻¹; η_0 – коэффициент полезного действия (КПД) механизма подъёма ($\eta_0 = 0,88$).

Выбрать электродвигатель по табл. А1 – А3 прил. А с параметрами: $N_{дв}$ – мощность двигателя, кВт; $n_{дв}$ – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹.

Назначить тип и кратность полиспаста по табл. 2 настоящего пособия или по рекомендациям [3].

2. Тип и кратность полиспаста

Грузоподъёмность тали, G , т	Тип полиспаста и его кратность (m)
до 1	Простой полиспаст, $m = 1$
1–2	Простой полиспаст, $m = 2$
2 – 6	Сдвоенный полиспаст, $m = 2$
5 – 10	Сдвоенный полиспаст, $m = 2; 3$

Определить максимальное натяжение в ветви каната, набегающей на барабан:

$$S_{\max} = \frac{G/a_n(1-\eta_{\text{бл}})}{(1-\eta_{\text{бл}}^m)},$$

где S_{\max} – максимальное натяжение в ветви каната, Н; a_n – число полиспастов; m – кратность полиспаста; $\eta_{\text{бл}} = 0,98$ – КПД блока [1].

Выбрать канат [1, с. 451; 2, с. 397], имеющий разрывное усилие P_k .

Определить K_k – фактический запас прочности каната и сравнить его с допустимым значением [K_k] в табл. 3.

Принять конструктивно, по условию размещения двигателя, диаметры барабана и блока с учётом зависимости:

$$D_{\text{б1}} \geq (e d_k),$$

где $D_{\text{б1}}$ – диаметр барабана по центру каната, мм; d_k – диаметр каната, мм; e – коэффициент, зависящий от режима работы тали (табл. 2).

Определить наименьший диаметр барабана (мм) по дну канавок:

$$D_{\text{б}} = d_k (e - 1).$$

Рассчитать фактическое значение коэффициента e и количество рабочих витков каната на барабане:

$$e = (D_6 + d_k) / d_k;$$

$$z_p = Hm / \pi (D_6 + d_k),$$

где H – высота подъёма груза, м; m – кратность полиспаста.

Назначить общее количество витков на барабане

$$z = z_p + z_d,$$

где $z_d = 2$ – дополнительное количество запасных витков, которое остаётся на барабане при спуске груза на полную высоту.

3. Значения коэффициентов $[K_k]$ и e

Тип машины	Привод механизма	Режим работы механизма	$[K_k]$	e
Таль	Ручной	–	4,0	18
	Машинный	Л (лёгкий) ПВ = 15 %	5,0	20
		С (средний) ПВ = 25 %	5,5	25
		Т (тяжёлый) ПВ = 40 %	6,0	30
		(весьма тяжёлый) ПВ = 60 %	6,0	35

Вычислить длину L нарезной части барабана:

а) для одинарного (простого) полиспаста $L = zt$, где t , мм – шаг винтовой нарезки канавок на барабане [3, табл. 22];

б) для сдвоенного полиспаста полная длина барабана

$$L_n = m z t + L_0,$$

где $L_0 = 0,8 D_6$ при $m = 2$.

Определить число оборотов барабана, n_6 , мин⁻¹:

$$n_6 = 60mV_1 / \pi(D_6 + d_k),$$

где V_1 – скорость подъёма, м·с⁻¹; D_6 – диаметр барабана, м; d_k – диаметр каната, м.

Рассчитать передаточное число редуктора и распределить его по ступеням [2, 5, 19 – 21]:

$$u_p = n_{дв} / n_6 = u_1 u_2, \dots, u_i,$$

где $u_1, u_2, \dots, u_{i-1}, u_i$ – передаточные числа ступеней от 1 до i .

Рассчитать величины чисел оборотов n_1, n_2, \dots, n_i и крутящих моментов T_1, T_2, \dots, T_i на валах (нумерацию валов произвести от вала электродвигателя):

$$n_1 = n_{дв}; n_2 = n_1 / u_1; n_i = n_{i-1} / u_{i-1};$$

$$T_1 = 9550 N_{дв} / n_1; T_2 = T_1 u_1 \eta_1; T_i = T_{i-1} u_{i-1} \eta_{i-1},$$

где $T_1, T_2, \dots, T_{i-1}, T_i$ – моменты крутящие на 1, 2, 3, ..., i -ом валу; $n_1, n_2, \dots, n_{i-1}, n_i$ – частота вращения 1, 2, 3, ..., $i-1, i$ -го вала, об·мин⁻¹.

Произвести прочностной расчёт ступеней редуктора в соответствии с заданным типом и схемой редуктора механизма подъёма.

2.3. ГРУЗОУПОРНЫЙ ТОРМОЗ

В состав механизма подъёма тали входит грузоупорный тормоз (рис. 11), который обеспечивает плавный спуск груза со скоростью, близкой к скорости подъёма, а также надёжность и безопасность работы механизма [1 – 8]. Грузоупорный тормоз позволяет уменьшить размеры электромагнитного колодочного тормоза, снижает динамические нагрузки при остановке тали, уменьшает выделение тепла в электродвигателе при спуске груза.

Тормоз устанавливается обычно на промежуточный вал 4 (рис. 7) редуктора, имеющий винтовую нарезку, на который навинчивается зубчатое колесо 5 и устанавливается упорный диск 8.

Между опорными поверхностями зубчатого колеса и упорного диска помещается свободно сидящее колесо 15 с двумя тормозными дисками 11. Палец 12, укрепленный в корпусе редуктора, несёт на себе свободно поворачивающуюся собачку 13 (сечение А–А, рис. 11).

Работа грузоупорного тормоза при подъёме груза осуществляется следующим образом. Привод в движение промежуточного вала осуществляется от электродвигателя 1 (рис. 7) через шестерню 3, зубчатое колесо 5, прижатые диски 8, 11 грузоупорного тормоза и шпонку 14 (рис. 11). Далее привод барабана производится от шестерни 4, колеса 6 и муфты 10 (рис. 7).

Колодочный тормоз размыкает колодки и освобождает быстроходный вал, который при этом получает возможность осуществлять вращение от вала электродвигателя. После выключения электродвигателя колодочный тормоз замыкает колодки, удерживая быстроходный вал от проворачивания. Груз при этом не падает, а остаётся висеть в поднятом состоянии, так как обратному вращению промежуточного вала препятствует собачка 13, входящая в зубья храпового колеса 15.

При опускании груза промежуточный вал вращается под весом груза в противоположную сторону и, так как этот вал не имеет осевого перемещения, зубчатое колесо 5 вместе с дисками и храповым колесом 15 отодвигается от диска 8 до тех пор, пока боковое давление на храповое колесо не уменьшится настолько, что момент трения между дисками и храповым колесом окажется меньше, чем грузовой момент. При этом груз начинает опускаться. Опускание груза продолжается до тех пор, пока угловая скорость зубчатого колеса 5 не превысит угловую скорость промежуточного вала-шестерни 4. Как только это произойдёт, колесо 5 переместится по резьбе (в нашем примере влево, рис. 11) и замкнёт дисковый тормоз. Опускание груза прекратится, пока снова не повысится угловая скорость зубчатого колеса 5, после чего дисковый тормоз разомкнётся [18].

При правильной конструкции и регулировке тормоза взаимные смещения через некоторое время переходят в непрерывное скольжение диска 8 и поверхности колеса 5 по храповому колесу 15. Наступает состояние равновесия, при котором груз опускается со скоростью, не превышающей скорость вращения промежуточного вала.

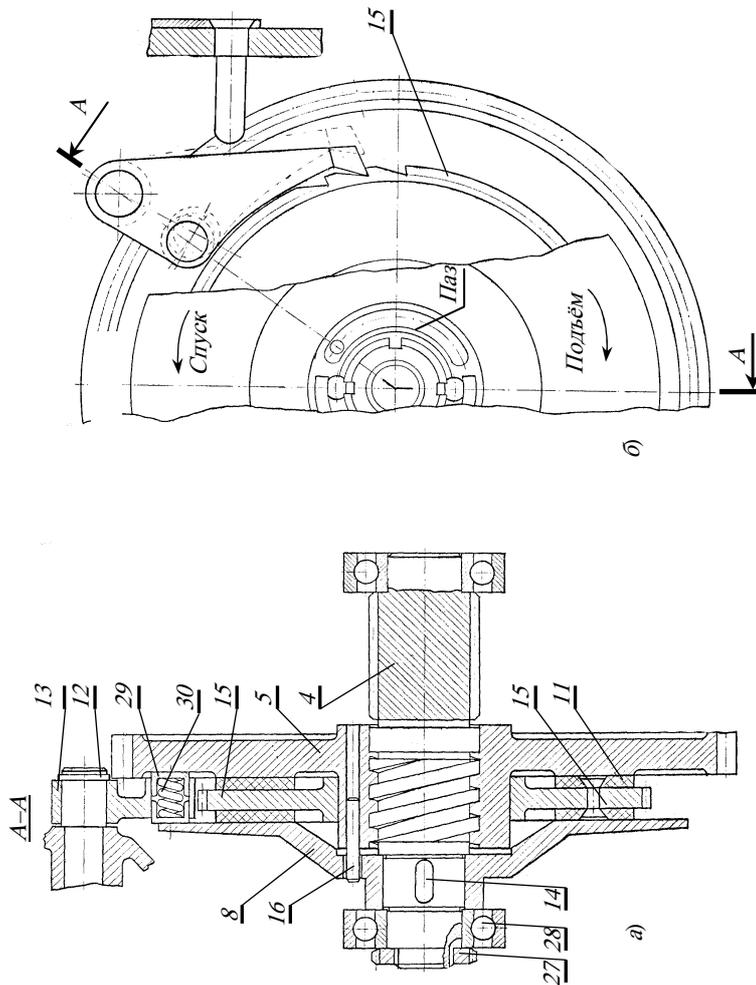


Рис. 11. Тормоз грузоупорный: а – сечение по тормозным дискам (сечение А–А); б – вид на храповое колесо

При использовании механического привода грузоупорный тормоз устанавливается на одном из промежуточных валов, вращающемся с частотой $100 \dots 200 \text{ мин}^{-1}$, что обеспечивает наилучшие условия его работы. Если тормозной момент, создаваемый одной парой дисков, недостаточен, можно применять многодисковые тормоза. Вместо дисков можно также использовать конусы (особенно для червячных талей).

Примечание: палец 16 (рис. 11) ограничивает осевое перемещение колеса 5, дисков 11 и храпового колеса 15 вдоль оси промежуточного вала. Величина перемещения зависит от длины паза (рис. 11, б), выполненного в диске 8. На рисунке 11 поз. 27 – гайка, регулирующая осевое натяжение подшипников 28. Пружина 30 и две втулки 29 удерживают собачку 13 в одном положении, снижая шум при работе тали.

В некоторых конструкциях (например, талей ТЭ-5) вместо винтового замыкания тормоза применяются торцовые кулачки на зубчатом колесе 5, которые входят в зацепление с торцовыми кулачками на втулке [8, с. 203], установленной на шпонке промежуточного вала 4 механизма подъема тали. Этот тип узла замыкания более сложен технологически, но обеспечивает хорошее центрирование деталей, и его применение оправдано для талей большой грузоподъемности [8, с. 207].

В механизмах с ручным приводом (при наличии в механизме несамотормозящейся червячной передачи) применяют конические тормоза, замыкаемые весом груза, с постоянным усилием прижатия тормозных дисков [8, с. 207–208].

Для расчёта параметров тормоза студент должен правильно выбрать исходные величины [1, 2]. Наклон винтовой линии резьбы вала (рис. 11, а) для плавной работы тормоза задать в пределах $12 \dots 25^\circ$. Выбрать диаметр винта (он должен быть минимальным) с учётом диаметра вала 9. Характеристики

тормозов представлены в табл. Б1 прил. Б. Момент $M_{тр}$, создаваемый тормозом на валу, принять равным сумме моментов трения между дисками $M'_{тр}$ и в винтовой нарезке $M''_{тр}$, т.е.

$$M_{тр} = M'_{тр} + M''_{тр} \text{ и } M_{тр} = \beta M_{кр},$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на валу, где установлен тормоз; β – коэффициент запаса торможения, $\beta = 1,2$ [8, с. 205].

Момент трения дисков

$$M'_{тр} = \mu k N D_{ср} / 2,$$

где μ – коэффициент трения между трущимися поверхностями (табл. 4); k – число поверхностей трения; $D_{ср}$ – средний диаметр трущихся поверхностей; N – осевое усилие в винтовой паре.

$$D_{ср} = \frac{D_{н} + D_{вн}}{2},$$

где $D_{н}$, $D_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры трущихся поверхностей тормозных дисков.

Момент трения в резьбе:

$$M''_{тр} = N r_0 \operatorname{tg} \rho,$$

где r_0 – средний радиус резьбы; ρ – угол трения винтовой пары.

Следовательно:

$$M_{тр} = \beta M_{кр} = (0,5 k \mu D_{ср} + r_0 \operatorname{tg} \rho) N.$$

По известной зависимости между крутящим моментом и осевым усилием в винтовой паре имеем:

$$N = M_{кр} / r_0 \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

где α – угол подъема винтовой линии.

Тогда

$$D_{ср} = \frac{2 r_0}{k \mu} [\operatorname{tg} \rho - \beta \operatorname{tg}(\alpha + \rho)].$$

Значения $D_{н}$ и $D_{вн}$ следует выбирать, исходя из допустимого удельного давления $[g]$ по табл. 4. Удельное давление на дисках:

$$g = N / [0,25(D_{н}^2 - D_{вн}^2)\pi] \leq [g].$$

4. Характеристики материалов

Материал пары	Коэффициент трения при удельном давлении $g < 1,5$ МПа на поверхностях, работающих в масляной	Допустимое удельное давление для спускных тормозов $[g]$, МПа	Допустимая температура нагрева на поверхностях трения, °С

		ванне		
Тканная лента	чугун	0,12	0,5	200
	сталь		0,5	
Вальцованная лента	чугун	0,16	0,4	200
	сталь		0,5	
Металл	чугун	0,06	–	150
	сталь			

2.4. КОЛОДОЧНЫЙ ТОРМОЗ

Для обеспечения условия удержания груза на весу, при аварийном отключении электроэнергии в механизме подъёма предусматриваются колодочные или дисковые тормоза (рис. 12). Между лопаткой растормаживающего пальца и регулировочными винтами предусмотрен зазор $\Delta = 0,5 \dots 0,6$ мм для нормальной работы тормоза.

В полости тормозного шкива обычно размещаются крыльчатки центробежного вентилятора, создающие циркуляцию воздуха, необходимую для отвода тепла, выделяемого грузоупорным тормозом при спуске груза. Для направления потока воздуха на корпусе редуктора сделаны отверстия и рёбра. Схема охлаждения тормоза представлена на рис. В1 прил. В. Конструкции и расчёт дисковых тормозов представлены в работе [18]. На рисунке 12 дана схема колодочного тормоза, который представляет собой рычажную конструкцию. На двух рычагах *б* закрепляются две тормозные колодки *5*, прижимаемые к тормозному шкиву *2* пружинами *1*, установленными на шпильке *7*. Усилия пружин регулируются гайками *8*. Отжатие колодок от шкива осуществляется пальцем *3*, закреплённым на рычаге *4*, свободный конец которого прикреплен к якорю электромагнита (на схеме не показан).

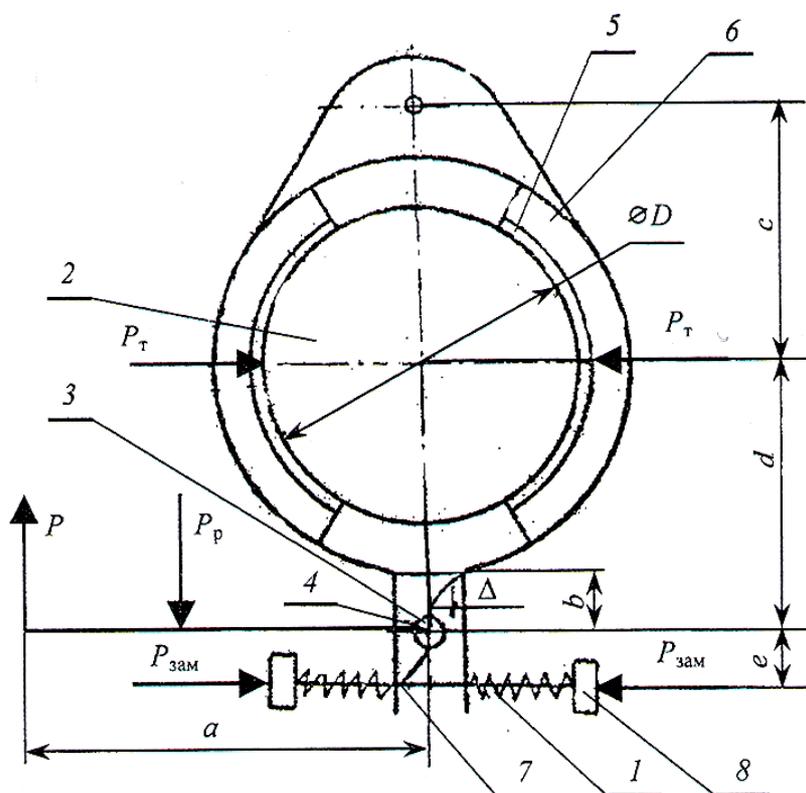


Рис. 12. Схема колодочного тормоза

В колодочных тормозах чаще используются длинноходовые электромагниты. Усилие электромагнита рассчитывается из условия, что запас торможения должен быть не менее 1,25.

При включении электродвигателя колодки 5 тормоза освобождают шкив тормозной муфты (отходят от тормозного шкива) при втягивании якоря электромагнита и повороте рычага 4 и, следовательно, пальца 3 вокруг шарнирной оси. При выключении электродвигателя колодки 5 замыкаются усилием пружин 1 и исключают возможность вращения тормозного шкива. Груз при этом удерживается на весу.

Расчёт колодочного тормоза заключается в определении необходимой величины удельного давления колодок на тормозной шкив для создания нужной величины тормозного момента:

$$T_T = 1,2 T_H.$$

Величина номинального момента T_H равна вращающему моменту на быстроходном валу редуктора механизма подъёма электротали.

Последовательность расчёта тормоза следующая. Нормальное усилие на колодках рассчитать по зависимости:

$$P_T = T_T / (\mu D),$$

где D – диаметр тормозного шкива, м; μ – коэффициент трения (табл. 4).

Усилия замыкания $P_{зам}$ и размыкания P тормозных колодок:

$$P_{зам} = \frac{P_T c}{c + d + e}; \quad P = \frac{P_T c}{(c + d)} \frac{b}{a\eta}.$$

Размеры a, b, c, d, e (рис. 12) задать конструктивно, по аналогичным конструкциям [1, 2].

С учётом допускаемого износа колодок ($\delta = 0,5$ мм) и величины отхода колодок от тормозного шкива ($\xi = 0,1$ мм) рассчитать требуемый ход якоря электромагнита h , мм:

$$h = (\xi + \delta) \frac{(d + c)}{c} \frac{a}{b}.$$

Электромагнит подобрать с учётом условий: $P'_M > P$ и $h' > h$. И наконец, необходимо проверить допустимую величину удельного давления на колодках тормоза

$$g = P_T / (lB) \leq [g].$$

Принять $[g] = 0,6 \text{ Н/мм}^2$. Длину l и B – ширину колодки тормоза задать конструктивно.

2.5. ДИСКОВЫЕ ТОРМОЗА

В дисковых тормозах (рис. 13) необходимый момент трения создаётся прижатием дисков a , закреплённых от вращательного движения, к дискам b , вращающимся вместе с валом механизма. Дисковые тормоза получили весьма широкое распространение вследствие ряда их несомненных достоинств, к которым следует отнести:

– возможность получения поверхности, трения, значительно большей, чем у колодочных тормозов, при одинаковых габаритах, что позволяет использовать дисковый тормоз при меньшем давлении между трущимися поверхностями, чем повышается их износостойкость; ввиду этого регулировку тормозных устройств можно производить реже;

– относительную лёгкость защиты тормозов от пыли, грязи, влаги и даже обеспечение их полной герметичности;

– уравновешенность тормоза из-за отсутствия сил, действующих перпендикулярно оси вращения; осевые силы могут быть легко замкнуты внутри тормозного устройства и не восприниматься валом и подшипниками машины;

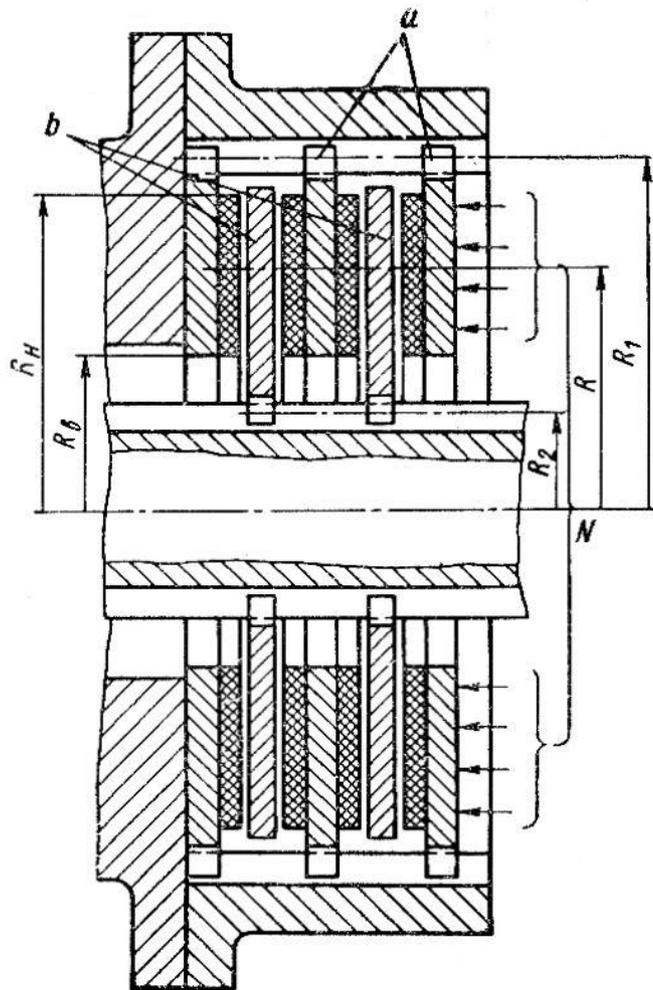


Рис. 13. Схема дискового тормоза

- сцепление трущихся элементов по плоской поверхности, что обеспечивает высокую равномерность распределения давления по всей поверхности трения, а следовательно, и более равномерный износ фрикционного материала, чем у ленточных и колодочных тормозов;
- расширение трущихся элементов дискового тормоза в осевом направлении при нагреве в процессе работы, что не влияет на качество прилегания тормозной накладки;
- значительно большую эффективность по сравнению с другими типами тормозов при сохранении габаритных размеров и независимость величины тормозного момента от направления вращения дисков;
- постоянство усиливающего эффекта дискового тормоза с усилителем независимо от степени износа фрикционного материала.

Вследствие некоторого ухудшения условий отвода тепла с поверхности трения (особенно при многодисковых тормозах) здесь возникают более высокие температуры, чем в колодочных тормозах, что в ряде случаев требует применения специальных материалов, выдерживающих высокие нагревы без снижения фрикционных свойств. Для улучшения теплоотвода применяют диски, имеющие внутренние каналы, создающие вентиляционный эффект. Такие диски выполняются или литыми, или составными из двух дисков.

Источником осевой силы N , сжимающей диски, может быть сила пружины, сила тяжести груза и усилие человека, прилагаемое посредством рычажной, гидравлической или пневматической системы. Замыкающие пружины располагаются или центрально на оси вращения дисков, или по периферии. В последнем случае устанавливают несколько пружин, располагая их симметрично относительно оси вращения и на равном расстоянии друг от друга, так чтобы их равнодействующее усилие было направлено по оси вращения. Обеспечение этого условия требует достаточно высокого качества изготовления пружин с одинаковой жёсткостью и одинаковыми размерами. Регулирование тормозного момента при центральной пружине проще, чем при нескольких пружинах, расположенных по периферии [18].

2.6. БАРАБАН МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА

Обычно барабан выполняется из чугуна или стали (рис. 7) и имеет форму цилиндра с двумя ступицами, внутри которых располагаются подшипники вала электродвигателя. Внутренний диаметр D барабана равен посадочному диаметру ранее подобранного встраиваемого электродвигателя. Толщина стенки назначается из условия прочности её на смятие по рекомендациям [2, с. 124], но не более 14 мм.

Длина барабана зависит от высоты подъёма груза и типа используемого полиспаста. Наружная поверхность барабана имеет нарезку в одну сторону, если полиспаст одинарный, и в обе стороны, если он сдвоенный.

Нарезная ребристая поверхность барабана, помимо нормальной укладки каната, отводит тепло, выделяемое при работе электродвигателя. Канат на барабанах, кроме планки 12 (рис. 8 и 9), может удерживаться закладной втулкой, в которую впаян конец каната. Втулка вместе с впаянным в неё канатом вкладывается в паз барабана и удерживается от выпадения планкой [2, с. 125]. У электроталей грузоподъёмностью до 5 тонн канат удерживается с помощью трёх прижимных болтов, расположенных по окружности барабана. Заменяется канат без разборки электротали. Увеличение или уменьшение высоты подъёма груза для различных исполнений электроталей достигается увеличением или уменьшением длины барабана. Расчёт планки и болтов на прочность выполняется по рекомендациям [2, с. 126]. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу.

Подъём груза осуществляется при наматывании каната на барабан с помощью полиспаста, дающего возможность уменьшить усилия в канате и величину грузового момента на барабанах, груз при этом закрепляется на крюковой подвеске. Конструкция подвески зависит от типа и кратности полиспаста [2, с. 62 – 65]. Следует помнить, что расстановку и крепление блоков, по которым проходят канаты, следует подчинять задаче обеспечения наибольшей долговечности каната. Поэтому желательно, чтобы диаметр блоков был большой, а перегиб каната происходил в одной плоскости. Для этого же рекомендуется применять однослойную навивку каната на барабан. Барабаны с нарезкой обеспечивают снижение удельного давления каната на поверхность барабана за счёт увеличения поверхности контакта.

При выполнении графической части курсового проекта конструирование колёс, шестерён, валов, элементов канатного барабана, а также подшипниковых гнёзд можно производить на основании рекомендаций [16, 19, 20].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванченко, Ф.К. Расчёты грузоподъёмных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко, В.С. Бондарев, И.П. Колесник, Б.Я. Баранов. – Киев : Вища шк., 1978. – 556 с.
2. Руденко, Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин / Н.Ф. Руденко, М.П. Александров, А.Г. Лысяков. – М. : Машиностроение, 1971. – 463 с.
3. Павлов, Н.Г. Примеры расчётов кранов / Н.Г. Павлов. – Л. : Машиностроение, 1976. – 319 с.
4. Казак, С.А. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин / С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов. – М. : Высш. шк., 1989. – 319 с.
5. Иванченко, Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин / Ф.К. Иванченко. – Киев : Вища шк., 1988. – 424 с.
6. Вайнсон, А.А. Подъёмно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М. : Машиностроение, 1974. – 431 с.
7. Гайдамака, В.Ф. Грузоподъёмные машины / В.Ф. Гайдамака. – Киев : Вища шк., 1989. – 328 с.
8. Александров, М.П. Грузоподъёмные машины / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
9. Воробьёв, Ю.В. Подъёмно-транспортирующие машины : учебное пособие / Ю.В. Воробьёв, А.Д. Ковергин, Н.Ф. Майникова. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 1999. – 98 с.
10. Подъёмно-транспортные машины : атлас конструкций / под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1974. – 256 с.
11. Руденко, Н.Р. Грузоподъёмные машины: атлас конструкций / Н.Р. Руденко, В.Н. Руденко. – М. : Машиностроение, 1969.

12. Байков, Б.А. Учебное пособие по курсовому проектированию средств механизации машиностроительного производства : атлас конструкций / Б.А. Байков, А.В. Буланже, В.Л. Гадолин, Н.В. Палочкина. – М. : МВТУ им. Баумана, 1984.
13. Майникова, Н.Ф. Проектирование тали электрической : метод. указ. по выполнению курсового проекта / Н.Ф. Майникова, Л.П. Минаева, Ю.М. Радько. – Тамбов : ТИХМ, 1991. – 25 с.
14. Минаева, Л.П. Проектирование червячного зацепления на ЭВМ / Л.П. Минаева, Н.Ф. Майникова. – Тамбов : ТИХМ, 1991. – 16 с.
15. Ковергин, А.Д. Проектирование планетарных передач / А.Д. Ковергин, Л.Х. Никитина, Н.Ф. Майникова. – Тамбов : ТИХМ, 1993. – 36 с.
16. Майникова, Н.Ф. Подшипники качения / Н.Ф. Майникова, А.Д. Ковергин. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 1999. – 28 с.
17. Лапкин, Ю.П. Перегрузочные устройства : справочник / Ю.П. Лапкин, А.Р. Малкович. – Л. : Машиностроение, 1984. – 224 с.
18. Александров, М.П. Тормозные устройства : справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов ; под ред. М.П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1985. – 312 с.
19. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
20. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, В.С. Козинцев, К.Н. Боков, Г.М. Ицкович, Д.В. Чернилевский. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

ПАРАМЕТРЫ ВСТРАИВАЕМЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ СЕРИИ 4А

Основные технические характеристики асинхронных встраиваемых электродвигателей серии 4А помещены в табл. А1, а их необходимые геометрические размеры в табл. А2. Буква В в обозначении электродвигателя (табл. А2) означает, что электродвигатель серии 4А встраиваемый. Электродвигатели, помещённые в табл. А1 приложения могут быть использованы, как для механизмов подъёма, так и для механизмов передвижения. Возможно, также использовать для этих механизмов электродвигатели серии 4АС – с повышенным скольжением. В табл. А3 величина ПВ – продолжительность включения, характеризует режим использования механизмов тали. Величину ПВ % студент выбирает из соответствующего задания, выданного ему преподавателем.

Если ПВ = 15 %, то можно использовать для механизмов электродвигатели серии 4А или 4АВ (табл. А2), иначе – электродвигатели серии 4АС (табл. А3).

Основными составными частями электродвигателей серии 4А, 4АВ и 4АС (рис. А1) являются: ротор 1, статор 2 и вентилятор 3. Необходимые геометрические параметры этих элементов помещены в табл. А3.

Примечания к табл. А1: $N_{дв}$ – номинальная мощность; n_c , $n_{ас}$ – синхронная и асинхронная частоты вращения вала электродвигателя; $M_{пуск}$, $M_{мин}$, $M_{ном}$, M_{max} – соответственно, пусковой (начальный), минимальный, номинальный и максимальный моменты на валу электродвигателя; J – момент инерции ротора электродвигателя.

**А1. Основные технические характеристики электродвигателей серии 4А общего назначения
(по ГОСТ 19523–81)**

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$, кВт	Частота вращения $n_{дв}$		$M_{пуск}/M_{ном}$	$M_{мин}/M_{ном}$	$M_{max}/M_{ном}$	J
		n_c , мин ⁻¹	$n_{ас}$, мин ⁻¹				
4А80А4У3	1,1	1500	1420	2,0	1,6	2,2	$0,32 \cdot 10^{-2}$
4А80В4У3	1,5		1415	2,0	1,6	2,2	$0,33 \cdot 10^{-2}$
4А100А4У3	2,2		1425	2,1	1,6	2,4	$0,56 \cdot 10^{-2}$
4А100В4У3	3,0		1435	2,0	1,6	2,4	$0,87 \cdot 10^{-2}$
4А112А4У3	4,0		1430	2,0	1,6	2,4	$1,13 \cdot 10^{-2}$
4А132А4У3	5,5		1445	2,0	1,6	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4А132В4У3	7,5		1455	2,2	1,7	3,0	$2,75 \cdot 10^{-2}$
4А90А6У3	1,5		1000	935	2,0	1,7	2,2
4А100В6У3	2,2	950		2,0	1,6	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4А112А6У3	3,0	955		2,0	1,8	2,5	$1,31 \cdot 10^{-2}$
4А112В6У3	4,0	950		2,0	1,8	2,5	$2,00 \cdot 10^{-2}$
4А132А6У3	5,5	965		2,0	1,8	2,5	$4,00 \cdot 10^{-2}$
4А132В6У3	7,5	970		2,0	1,8	2,5	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4А100В8У3	1,5	750		700	1,6	1,3	1,9
4А112А8У3	2,2		700	1,9	1,5	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4А112В8У3	3,0		700	1,9	1,5	2,2	$2,50 \cdot 10^{-2}$
4А132А8У3	4,0		720	1,9	1,7	2,6	$4,25 \cdot 10^{-2}$
4А132В8У3	5,5		720	1,9	1,7	2,6	$5,75 \cdot 10^{-2}$

А2. Габаритные и присоединительные размеры встраиваемых электродвигателей

Тип двигателя	Статор								
	Размеры, мм								
	d_{30}	d_{37}	l_{51}	l_{52}	l_{53}	l_{54}	l_{55}	b_{34}	b_{35}
4АВ80А4У3	131	84	78	45	45	10	10	10	10
4АВ80В4У3			98						
4АВ90А6У3	149	100	110	45	45	12	12	12	12
4АВ100А4У3	168	105	100	50	50	14	14	14	14
4АВ100В4У3			130						
4АВ100В6У3		113	120	45	45				
4АВ100В8У3			120						
4АВ112А4У3	191	126	125	57	57	18	18	16	17
4АВ112А6У3		132	100						
4АВ112В6У3			125						
4АВ112А8У3			100						
4АВ112В8У3			130						
4АВ132А4У3	225	145	115	65	65	20	20	18	19
4АВ132В4У3			160						
4АВ132А6У3		158	115						
4АВ132В6У3			160						
4АВ132А8У3			115						
4АВ132В8У3			160						

Тип	Ротор			Вентилятор			Масса, кг
	Размеры, мм						
	d_{39}	d_{40}	l_{57}	h_{37}	l	l_{59}	
4AB80A4Y3	83,5 <i>h7</i>	32 <i>H7</i>	20	34,8	32,5	49	8,200
4AB80B4Y3					38		10,10
4AB90A6Y3	99,5 <i>h7</i>	37 <i>H7</i>	33	39,8	45	59	13,50
4AB100A4Y3	104,4 <i>h7</i>						55
4AB100B4Y3	112,4 <i>h7</i>	43 <i>H7</i>	37	46,3	45	66	20,40
4AB100B6Y3							20,93
4AB100B8Y3	125,4 <i>h7</i>	54 <i>H7</i>	45	57,3	51	74	18,90
4AB112A4Y3	131,3 <i>h7</i>						26,22
4AB112A6Y3	144,3 <i>h7</i>	54 <i>H7</i>	45	57,3	51	74	25,87
4AB112B6Y3							20,83
4AB112A8Y3	157,3 <i>h7</i>	54 <i>H7</i>	45	57,3	51	74	26,47
4AB112B8Y3							20,93
4AB132A4Y3	144,3 <i>h7</i>	54 <i>H7</i>	45	57,3	51	74	26,22
4AB132B4Y3							35,37
4AB132A6Y3	157,3 <i>h7</i>	54 <i>H7</i>	45	57,3	51	74	46,53
4AB132B6Y3							34,06
4AB132A8Y3	157,3 <i>h7</i>	54 <i>H7</i>	45	57,3	51	74	45,00
4AB132B8Y3							37,09
4AB132B8Y3							49,52

А3. Мощности двигателей серии 4 А при различных ПВ и частота их вращения

Тип двигателя	Мощность, кВт					Частота вращения под нагрузкой, мин ⁻¹
	ПВ, %					
	15	25	40	60	100	
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹						
4AC80A4Y3	1,6	1,3	1,30	1,1	0,95	1358
4AC80B4Y3	2,1	1,7	1,70	1,5	1,3	1335
4AC100A4Y3	4,0	3,7	3,20	2,8	2,3	1395
4AC100B4Y3	5,5	5,0	4,25	3,8	3,3	1395
4AC132A4Y3	11,8	9,5	8,50	7,5	7,1	1395
4AC132B4Y3	16,0	14,0	11,70	10,5	9,0	1410
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹						
4AC100B6Y3	3,1	2,9	2,6	2,2	1,8	920
4AC112A6Y3	4,5	3,8	3,2	2,8	2,5	910
4AC112B6Y3	5,6	5,0	4,2	3,8	3,2	910
4AC132A3Y3	8,5	7,5	6,3	6,0	4,5	940
4AC132B3Y3	11,0	10,0	8,5	7,5	6,3	940
Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹						
4AC100B8Y3	1,8	1,6	1,6	1,5	1,2	675
4AC112A8Y3	3,0	2,6	2,2	1,9	1,5	670
4AC112B8Y3	4,2	3,6	3,2	2,5	1,9	690
4AC132A8Y3	6,0	5,0	4,5	3,6	2,6	690
4ACB8Y3	8,5	7,1	6,0	5,0	3,6	690

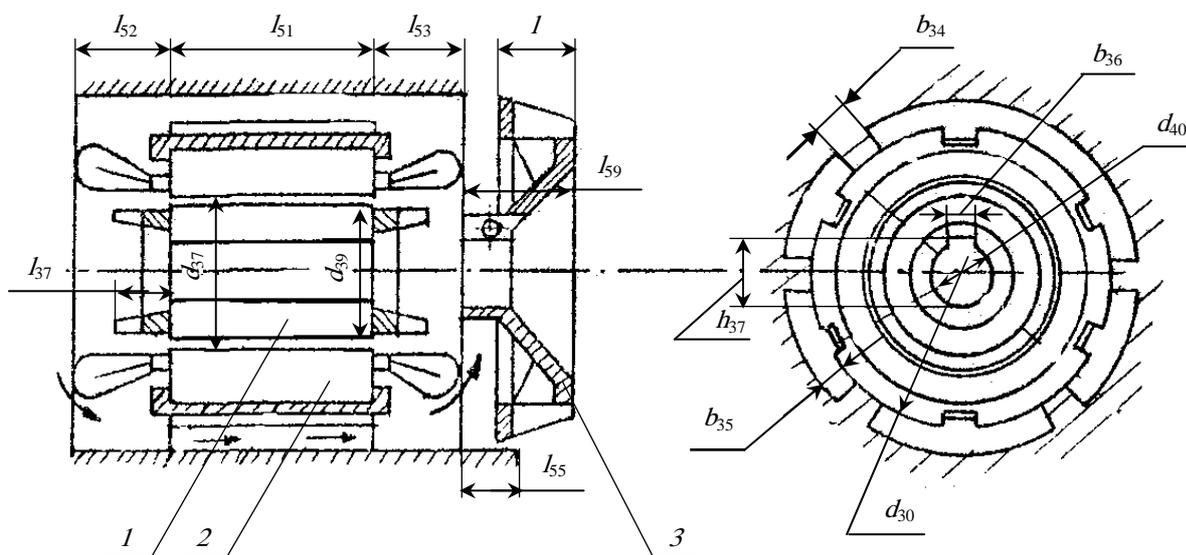


Рис. А1. Габаритные и присоединительные размеры электродвигателей серии 4АВ (встраиваемого исполнения)

Приложение Б

Б1. Характеристика грузоупорных тормозов электроталей ТЭ

Параметр	Тип электротали					
	ТЭ-0,5	ТЭ-1	ТЭ-2*	ТЭ-2*	ТЭ-3	ТЭ-5
Крутящий момент от груза на валу тормоза (с учётом КПД), кгс·см	390	810	1840	1840	3580	5950
Угол подъёма винтовой резьбы	5°30'	12°50'	8°50'	12°00'	9°30'	6°06'
Вид резьбы: профиль	трапециевидная	прямоугольная	трапециевидная	трапециевидная	торцевая	торцевая
заходность	2	2	3	3	3	3
средний радиус, мм	16,5	17,5	18,5	27	23	48
Рабочая площадь тормозного диска, см ²	62	104	125	122,5	245	300
Средний радиус тормозных дисков, мм	44,5	56,5	66	58	92,5	121
Расчётное осевое усилие тормоза, кгс	507	645	1550	1240	1980	2680
Средняя окружная скорость на дисках, м/с	0,815	1	0,92	0,86	1,12	1,24
Расчетное давление на поверхностях трения дисков, кгс/см ²	8,2	6,2	12,4	10,3	8,1	9,6
Мощность двигателя механизма подъёма, кВт	0,75	1,7	2,8	2,8	4,5	7

* Тали ТЭ-2 двух различных заводов-изготовителей.

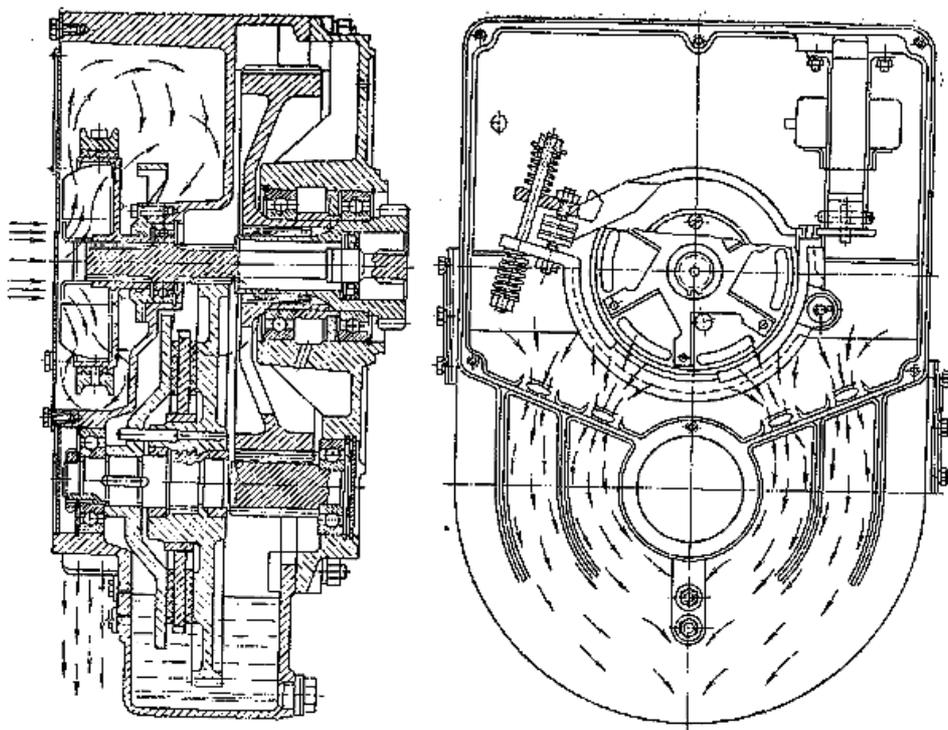


Рис. В1. Схема охлаждения тормоза электротали воздушным потоком