

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД
И КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ
СКОЛЬЖЕНИЯ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

САМАРА
Издательство СГАУ
2012

УДК 621.01 (075)

ББК 34.41

Составители: *Н.П. Коробова, Ж.Е. Шум, В.П. Тукмаков, Б.Б. Косенок*

Рецензент д-р техн. наук, проф. С.В. Ф а л а л е е в

Определение КПД и трения скольжения винтового механизма:

метод. указания / сост. *Н.П. Коробова, Ж.Е. Шум, В.П. Тукмаков*
[и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2012. – 16 с.

Содержат вопросы определения коэффициентов полезного действия, трения в кинематических парах и теории винтовых передач.

Рекомендуется студентам инженерно-технических специальностей вуза при изучении курса «Теория механизмов и машин» и «Прикладная механика».

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

УДК 621.01 (075)

ББК 34.41

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

При работе машин и механизмов происходит явление, которое сопровождается рассеиванием механической энергии. Это явление называется трением.

При исследовании физических основ трения различают трение внешнее и внутреннее. *Внешнее трение* – сопротивление относительному перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения поверхностей по касательным к ним и сопровождаемое диссипацией энергии. *Внутреннее трение* – процессы, происходящие в твердых, жидких и газообразных телах при их деформации и приводящие к необратимому рассеянию механической энергии.

Материал, вводимый на поверхности трения для уменьшения силы трения и интенсивности изнашивания, называется смазочным материалом. Подведение смазочного материала к поверхности трения называют смазыванием, а действие смазочного материала, в результате которого между двумя поверхностями уменьшается сила трения и (или) интенсивность изнашивания, называется смазкой.

По признаку наличия или отсутствия относительного движения различают трение покоя и трение движения. *Трение покоя* (статическое трение) – внешнее трение при относительном покое соприкасающихся тел. *Трение движения* (кинетическое трение) – внешнее трение при относительном движении соприкасающихся тел.

По физическим признакам состояния взаимодействующих тел различают: *чистое трение* – внешнее трение при полном отсутствии на трущихся поверхностях каких-либо посторонних примесей; *сухое трение* (трение несмазанных поверхностей) – внешнее трение, при котором трущиеся поверхности покрыты пленками окислов и адсорбированными молекулами газов или жидкостей, а смазка отсутствует; *граничное трение* – внешнее трение, при котором между трущимися поверхностями есть тонкий (порядка 0,1 мкм и менее) слой смазки, обладающий свойствами, отличными

от её обычных объёмных свойств; *полужидкостное* (смешанное) *трение* – трение, при котором между трущимися поверхностями есть слой смазки с обычными объёмными свойствами; *жидкостное* (гидродинамическое) *трение* – трение, при котором поверхности трущихся твёрдых тел полностью отделены друг от друга слоем жидкости и поверхности непосредственно не соприкасаются. Поэтому при жидкостном трении силами трения являются силы сопротивления сдвигу отдельных слоев смазки.

По видам относительного движения различают: *трение скольжения* – внешнее трение при относительном скольжении соприкасающихся тел и *трение качения* (сопротивление перекатыванию) – внешнее трение при относительном качении соприкасающихся тел.

Основная причина трения скольжения – шероховатость тел, находящихся в соприкосновении. При движении одного тела относительно другого в зонах фактического контакта происходит сцепление, возникают упругие, вязкие или пластические деформации соприкасающихся элементов, развиваются силы молекулярного взаимодействия. Одновременно с этим происходит сглаживание шероховатостей соприкасающихся поверхностей, называемое *износом*.

На преодоление сил трения при перемещении тел затрачивается работа. Трение между элементами кинематических пар изменяет

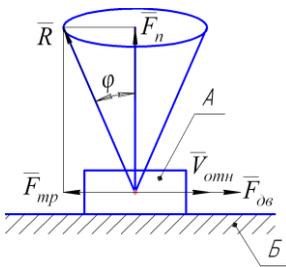


Рис. 1. Конус трения

величину и положение реакции в этих парах. Полная реакция R со стороны звена Б на звено А (рис. 1) отклоняется от нормальной реакции F_n на *угол трения* φ в сторону, противоположную относительной скорости $V_{отн}$ звена А по отношению к звену Б. При перемещении тела А по плоскости Б в различных направлениях полная реакция R опишет конус с углом при вершине, равным 2φ , называемый *конусом трения*.

Силу сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, танген-

циально направленную к общей границе между этими телами, называют *силой трения*. Сила трения $F_{тр}$ направлена в сторону, противоположную относительной скорости тел $V_{отн}$ и пропорциональна нормальному давлению F_n (рис. 1). Определяется она по закону Кулона

$$F_{тр} = f F_n, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Величины коэффициентов трения f различны не только для различных сочетаний трущихся материалов (табл. 1), но и в значительной степени зависят от состояния трущихся поверхностей (степень шероховатости, чистые или смазанные поверхности, длительность предварительного неподвижного контакта и т.д.).

Таблица 1. Коэффициенты трения

Материалы трущихся тел	Коэффициент трения
Сталь по стали	0,15–0,20
Сталь по чугуну	
Чугун по чугуну	
Сталь по текстолиту	0,20–0,30
Сталь по бронзе	0,15–0,18

В поступательной паре (рис. 1) возможно явление самоторможения, при котором как бы велика ни была движущая сила, движение невозможно. Если движущая сила находится внутри конуса трения, то движение невозможно, т.к. потенциально возможная сила трения всегда будет превосходить касательную составляющую от движущей силы.

Соединение деталей с помощью резьбы является одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов и т.д.

Резьба – выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

Профиль резьбы – контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля разли-

чают *треугольные* (рис. 2), *прямоугольные* (рис. 3), *трапецидальные* (рис. 4), *круглые* и *другие* резьбы.

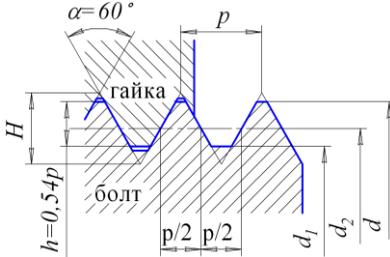


Рис. 2. Треугольная метрическая резьба

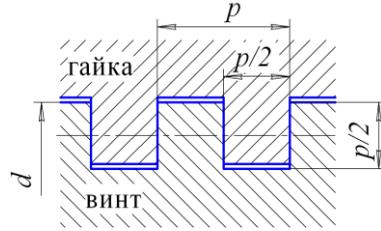


Рис. 3. Прямоугольная резьба

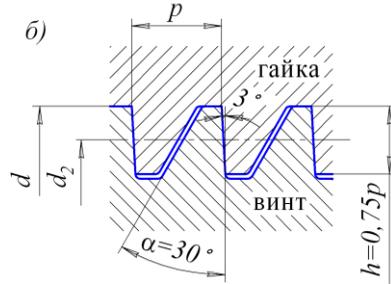
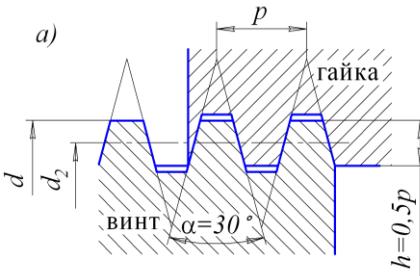


Рис. 4. Профили трапецидальной резьбы

По направлению винтовой линии различают *правую* и *левую* резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

Если резьбовые выступы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют *многозаходную* резьбу. По числу заходов различают *однозаходную*, *двухзаходную* и т.д. резьбы. Наиболее распространена однозаходная резьба. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяют редко.

Основные типы резьб. По назначению различают *резьбы крепежные* и *резьбы для винтовых механизмов*.

Резьбы крепежные: *метрическая* с треугольным профилем (рис. 2) – основная крепежная резьба; *трубная* – треугольная со скругленными вершинами и впадинами (угол профиля $\alpha = 55^\circ$) и *круглая*.

Резьбы винтовых механизмов (ходовые резьбы): *прямоугольная* (рис. 3); *трапецеидальная симметричная* (рис. 4, а); *трапецеидальная несимметричная* или *упорная* (рис. 4, б).

Выбор профиля резьбы определяется многими факторами, важнейшие из которых прочность, технологичность и силы трения в резьбе. *Крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания. Резьбы винтовых механизмов должны быть с малыми потерями на трение, чтобы повысить КПД и уменьшить износ.* Прочность во многих случаях не является для них основным критерием, определяющим размеры винтовой пары.

Геометрические параметры резьбы: d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуют за счет предельных отклонений размеров диаметров); d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины); p – шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы или относительное перемещение гайки за один оборот); α – угол профиля резьбы; ψ – угол подъема (угол подъема развёртки винтовой линии по среднему диаметру, рис. 5).

Ходом многозаходного винта называется расстояние по образующей между одноименными точками витка одной и той же нитки резьбы.

Если число заходов (ниток) равно k , то ход винта

$$H = k p.$$

Для однозаходного винта ход и шаг винта совпадают.

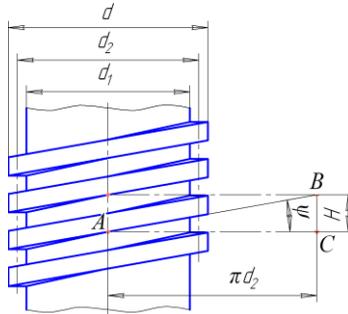


Рис. 5. Определение угла подъема средней винтовой линии

Угол подъема ψ средней винтовой линии определяется из прямоугольного треугольника ABC развертки (рис. 5) по формуле

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{H}{\pi d_2},$$

где H – ход винта (поступательное перемещение вдоль оси, соответствующее повороту винта на 360°); d_2 – средний диаметр винтовой линии, определяемый по формуле

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2},$$

здесь d_1 – внутренний диаметр; d – наружный диаметр резьбы.

При рассмотрении трения в винтовой кинематической паре обычно делают целый ряд допущений. Во-первых, так как закон распределения давлений по винтовой резьбе неизвестен, то условно считают, что сила давления гайки на винт или, наоборот, винта на гайку приложена по средней линии резьбы. Средняя линия резьбы расположена на расстоянии r_2 от оси винта (рис. 5). Во-вторых, предполагается, что действие сил в винтовой паре может быть сведено к действию сил на ползун, находящийся на наклонной плоскости. Развертывая среднюю линию винтовой резьбы на плоскость, сводят пространственную задачу к плоской (рис. 6).

Из уравнения (1) найдем

$$f = F_{\text{тр}} / F_n = \operatorname{tg} \varphi.$$

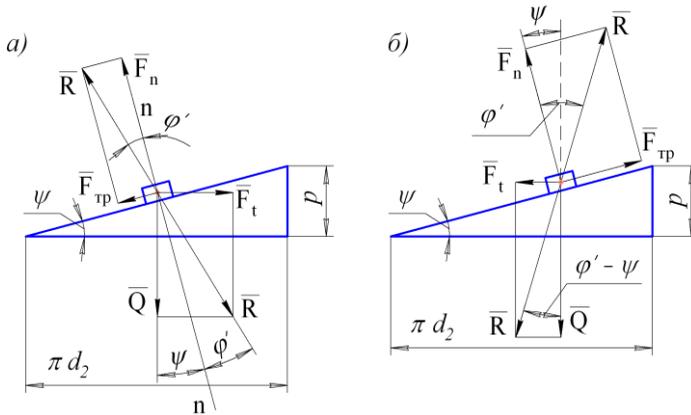


Рис. 6. Схемы сил при завинчивании (а) и отвинчивания (б) гайки

Следовательно, угол трения φ связан с коэффициентом трения f винтовой пары зависимостью

$$\operatorname{tg} \varphi = f,$$

откуда

$$\varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (2)$$

Направления нормальной реакции в винтовых парах с прямоугольным и треугольным профилем различны.

Рассмотрим винтовую пару с треугольным профилем (рис. 7).

Осевая сила Q , действующая по стержню винта, уравновешивается реакцией гайки, распределенной по виткам резьбы. На рис. 7 эта реакция условно заменена сосредоточенной силой F_n , нормальной к линии профиля. При этом

$$F_n = \frac{Q}{\cos \gamma}$$

и сила трения

$$F_{\text{тр}} = F_n f = \frac{Qf}{\cos \gamma} = Qf_{\text{тр}},$$

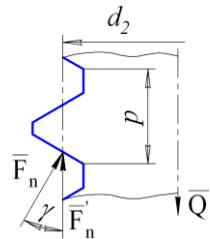


Рис. 7. Усилия в резьбе

где f – действительный коэффициент трения; $f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе:

$$f_{пр} = \frac{f}{\cos \gamma}.$$

Для крепежной метрической резьбы $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$ и $f_{пр} = 1,155 f$; для прямоугольной резьбы $\gamma = 0$ и $f_{пр} = f$. Таким образом, в крепежной метрической резьбе силы трения на 15,5 % больше, чем в ходовой прямоугольной резьбе.

Для треугольного профиля используют приведённый угол трения φ' и приведённый коэффициент трения $f_{пр}$.

Ползун находится в равновесии, с учетом сил трения, если равнодействующая R системы внешних сил отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ' (рис. 6). В нашем случае внешними являются осевая сила Q и окружная сила F_t .

Рассмотрим самоторможение в винтовой паре при отвинчивании или опускании гайки (рис. 6, б).

Условие самоторможения – $F_t \geq 0$, т.е. необходимо приложить дополнительную внешнюю силу F_t , чтобы отвернуть гайку.

$$F_t = Q \operatorname{tg}(\varphi' - \psi) \geq 0,$$

$$\varphi' - \psi \geq 0 \text{ или } \varphi' \geq \psi,$$

т.е. винтовая пара будет самотормозящей, когда угол подъема витком резьбы ψ меньше угла трения в резьбе φ' .

Для крепежных резьб значение угла подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, а угол трения φ' изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6° (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, все *крепежные резьбы самотормозящие*. Ходовые резьбы выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

КПД винтовой пары η представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения.

Механическим коэффициентом полезного действия механизма

η называется отношение работы сил полезного сопротивления $A_{п.с}$, приложенных к ведомому звену, к работе сил движущих $A_{д.с}$, приложенных к ведущему звену, и определяется по формуле

$$\eta = \frac{A_{п.с}}{A_{д.с}}. \quad (3)$$

При определении КПД при подъёме гайки по винту пользуются следующими формулами:

для резьбы с прямоугольным профилем

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}; \quad (4)$$

для метрической резьбы с треугольной нарезкой

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}, \quad (5)$$

где ψ – угол подъёма средней винтовой линии;

φ – угол трения резьбы винта с прямоугольным профилем;

φ' – приведенный угол трения резьбы винта с треугольным профилем.

В самотормозящей паре, где $\psi < \varphi$, $\eta < 0,5$. Так как большинство винтовых механизмов самотормозящие, то их КПД меньше 0,5.

Формула (4) позволяет отметить, что η возрастает с увеличением ψ и уменьшением φ .

Для увеличения угла подъёма резьбы ψ в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. В практике редко используют винты, у которых ψ больше $20...25^\circ$, так как дальнейший прирост КПД незначителен, а изготовление резьбы затруднено. Кроме того, при большем значении ψ становится малым выигрыш в силе или передаточное отношение винтовой пары.

Для повышения КПД винтовых механизмов используют также различные средства, понижающие трение в резьбе: антифрикционные металлы, тщательную обработку и смазку трущихся поверхностей, установку подшипников под гайку или упорный торец винта, применение шариковых винтовых пар и пр.

Величины φ и f винтовой пары определяются опытным путем на специальной установке ТММ-33.

Шаг или ход винта, а также наружный и внутренний диаметры измеряются штангенциркулем.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

С помощью установки ТММ-33 экспериментально определяется КПД и коэффициенты трения скольжения винтовых пар с различными параметрами резьбы для различных материалов и различных осевых нагрузок. Крутящий момент, необходимый для вычисления КПД, определяется методом замера реактивного момента с помощью специального механического прибора – торсиометра маятникового типа, входящего в конструкцию установки (рис. 8).

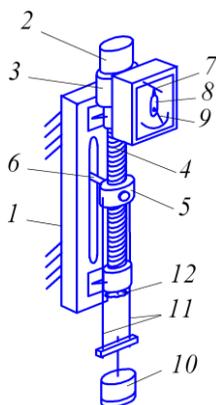


Рис. 8. Схема установки ТММ-33

Реверсивность электропривода позволяет определять крутящий момент, как при подъёме, так и при спуске груза (для несамотормозящихся резьб – только при подъёме).

Основанием установки является станина из швеллера 1. На верхней части станины установлен кронштейн с подшипниковым гнездом, в котором крепится электродвигатель с мощностью

50 Вт и числом оборотов 1100 об/мин с двухступенчатым редуктором 3. Модуль зубчатых колёс редуктора $m = 0,8$ мм, а числа зубьев $z_1 = 15$; $z_2 = 65$; $z_2' = 15$; $z_3 = 65$.

Электродвигатель через редуктор приводит во вращение винт 4, а гайка 5 совершает лишь поступательное перемещение вверх-вниз; от проворота гайку предохраняет ползун 6 в виде радиального стержня, перемещающегося вдоль глухого паза станины.

Средний крутящий момент определяется измерением реактивного момента. В этих целях жестко связанная система – корпус

двигателя – корпус редуктора – не закреплена на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна.

При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора; жесткий рычаг 7, укрепленный на крышке редуктора и шарнирно связанный с нагруженным маятником 8 измерительного прибора, отклоняет этот маятник от положения равновесия, причем связанная с маятником стрелка 9 указывает на шкале соответствующий угол отклонения. Шкала прибора – условная, цена деления соответствует одному градусу.

Крутящий момент на выходном валу определяется по тарировочному графику (рис. 9).

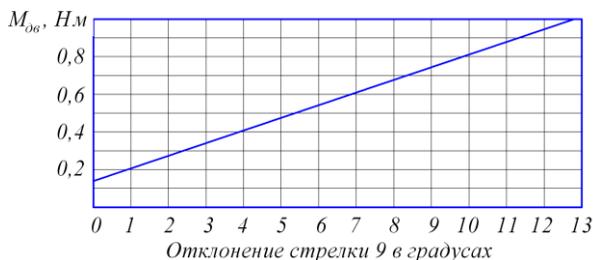


Рис. 9. Тарировочный график

Осевая нагрузка на гайку испытываемой винтовой пары осуществляется подвешиванием к ней гирь 10. Приспособление для их крепления съёмное, состоит из двух тяг 11 с траверсой и полочкой для гирь, перемещающихся вверх-вниз вместе с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано, и рабочий цикл (ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз, выключение двигателя по достижении исходного положения) совершается после нажатия кнопки и тумблера. Кнопка и тумблер помещены на специальном щитке сверху справа.

На шпинделе нижнего кронштейна укрепляется зубчатое колесо 12, при помощи которого можно подсчитать угол поворота винта.

При одевании гаек на трехзаходный винт, метку на гайке нужно совмещать с меткой на витке резьбы винта (притёртый заход).

Винты, крепящие гайки-вкладыши в обоймах, должны быть всегда завернуты до отказа, во избежание забоин на резьбах основных винтов.

По указанию преподавателя исследуется одна из винтовых пар (однозаходная или многозаходная, прямоугольная или метрическая). Также указывается материал сменных гаек-вкладышей (сталь 20, бронза, антифрикционный чугун или латунь).

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

1. Ознакомиться с установкой.
2. Используя линейку и штангенциркуль, определить геометрические параметры винта.
3. Нагрузить винт грузом G и определить движущий момент при подъёме, пользуясь графиком на рис. 9.
4. Определить с помощью линейки высоту z подъема груза G . Повторить опыт 3 раза и взять среднее значение.
5. Подсчитать среднее значение работы сил сопротивления:
 $A_{п.с} = Gz$.
6. Подсчитать среднее значение работы движущих сил:
 $A_{д.в} = M_{дв} \beta$,
где $M_{дв}$ – движущий (крутящий) момент на входном валу;
 $\beta = 2\pi N$ угол поворота, а N – число оборотов винта при подъеме груза G на высоту z .
7. Вычислить среднее значение КПД по формуле (3).
8. Повторить опыт ещё при двух нагружениях, увеличивая вес груза G .
9. Вычислить $\operatorname{tg}(\psi + \varphi)$ по формуле (4) или (5) в зависимости от формы резьбы.
10. Вычислить угол трения φ или φ' по формулам:
$$\phi = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}\psi}{\eta} \right) - \psi \quad \text{или} \quad \phi_{np} = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}\psi}{\eta} \right) - \psi .$$
11. Вычислить коэффициент трения f или f_{np} по формуле (2).

ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЁТА

1. Схема установки.
2. Таблица параметров винта:

Наименование параметров	Условное обозначение	Величины
Число заходов винта	k	
Шаг винтовой линии	p	
Средний диаметр винтовой линии	d_2	
Угол подъёма средней винтовой линии	ψ	

3. Определение КПД.
4. Определение угла трения φ или φ' .
5. Определение коэффициента трения f .
6. Таблица грузов, крутящего момента, угла поворота и высоты подъёма:

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория механизмов и механика машин / под ред. *К.В. Фролова*. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с.
2. Белоконев, И.М. Теория механизмов и машин. Конспект лекций: учеб. пособие для вузов / *И.М. Белоконев, С.А. Балан, К.И. Белоконев*. – М.: Дрофа, 2004. – 172 с.

Учебное издание

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД
И КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ
ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА**

Методические указания

Составители: ***Коробова Нинель Петровна,
Шум Жанна Ефимовна,
Тукмаков Владимир Петрович,
Косенок Борис Борисович***

Редактор И.И. Спиридонова
Довёрстка И.И. Спиридонова

Подписано в печать 15.09.2012. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 1,00.
Тираж 50 экз. Заказ . Арт. ДМ /2012.

Самарский государственный аэрокосмический университет.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.