

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

Ивановский государственный политехнический университет

Кафедра «Автомобили и автомобильное хозяйство»

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ
ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА
АВТОМОБИЛЕЙ**

Часть 7

**Оборудование и инструмент для слесарно-монтажных и
разборочно-сборочных работ**

Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине
«Основы проектирования и эксплуатации технологического
оборудования» для студентов, обучающихся по направлению 23.03.03
Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и
специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические
средства

Иваново 2013

Составители: А.В. Маркелов, Ю.П. Осадчий

УДК 629.113.004.7

Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: Методические указания для выполнению курсового проекта по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования»: Часть 6 «Оборудование и инструмент для слесарно-монтажных и разборочно-сборочных работ», для студентов, обучающихся по направлению 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства / ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет»; Сост. А.В. Маркелов, Ю.П. Осадчий. – Иваново, 2013. – 23 с

Методические указания содержат описание существующих конструкций оборудования и инструмента для слесарно-монтажных и разборочно-сборочных работ для ремонта автомобилей и всю необходимую информацию для его проектирования.

Данное методическое указание предназначено для студентов факультета коммерческой подготовки и повышения квалификации специалистов, обучающихся специальности 190601.65 (150200) «Автомобили и автомобильное хозяйство»

Библиогр. : 5 назв.

Рецензент: доцент, канд. техн. наук Е. В.Захаров

Оглавление

Введение	4
1. Расчет и проектирование съемников	6
1.1. Основные виды и классификация съемников.....	6
1.2. Силы в прессовых соединениях.....	7
1.3. Расчет элементов съемника.....	10
2. Расчет и проектирование гайковертов.....	14
2.1. Виды и классификация гайковертов.....	14
2.2. Общая методика расчетов гайковертов инерционно-ударного действия.....	16
2.3. Общая методика расчетов электромеханических гайковертов непосредственного действия.....	16
2.4. Расчет инерционно-ударного гайковерта	17
Библиографический список	23

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт играет существенную роль в транспортном комплексе страны, регулярно обслуживая почти 3 млн. предприятий и организаций различных форм собственности, крестьянских и фермерских хозяйств и предпринимателей, а также население страны. В 2002 году автомобильный парк России превысил 30 млн. единиц, причем более 85% легковых и грузовых автомобилей и автобусов принадлежит гражданам на правах личной собственности. Согласно данным Министерства транспорта РФ, численность субъектов, осуществляющих автотранспортную деятельность, превысила 370 тыс., из них 61% - предприятия и 39% - физические лица. Согласно оценкам, вклад автомобильного транспорта в перевозки грузов составляет 75-77%, а пассажиров – 53-55%. Регулярными автомобильными перевозками охвачено 1,3 тыс. городов и 78,9 тыс. населенных пунктов.

Актуальной становится проблема ремонта, технического обслуживания, диагностирования, хранения и утилизации автотранспортных средств. Все эти действия производятся на специальном оборудовании, разработанном для конкретных технологических операций по ремонту автомобилей.

Кроме дорогостоящего технологического оборудования на СТО ремонт автомобилей производится с помощью универсального инструмента и приспособлений, особенно это актуально для небольших мастерских автосервиса. К такому оборудованию можно отнести съемники и другие приспособления для сборки-разборки соединений с натягом, а также гайковерты, повышающие производительность монтажных и демонтажных операций.

В подготовке инженеров выполнение домашних заданий и курсового проекта по проектированию технологического оборудования для ремонта автомобилей преследует двоякую цель. Объекты технологического оборудования, во-первых, очень удобны для практического использования полученных ранее знаний из общенаучного и общеинженерного циклов (физики, теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин и др.) и, во-вторых, при курсовом проектировании решается комплексная задача конструирования, так как объектом проектирования является не отдельный узел, а машина в целом.

Задачами дисциплины «Основы проектирование и эксплуатации технологического оборудования» являются:

- разработка надежного и долговечного оборудования;
- учет отзывов на уже разработанное оборудование при проектировании нового оборудования;
- внедрение новых разработок и высоких технологий в конструкцию оборудования;

- создание эргономичного дизайна;
- соответствие международным стандартам в отношении экологической безопасности и безопасности труда;

Целью данного курсового проекта является:

- изучение основных конструкций подъемно-транспортного оборудования;
- освоение методики и порядка расчета технологического оборудования;
- выработка у студентов умения и навыков самостоятельной работы с литературой, умения пользоваться государственными стандартами, нормами, правилами, справочными материалами и т.д.

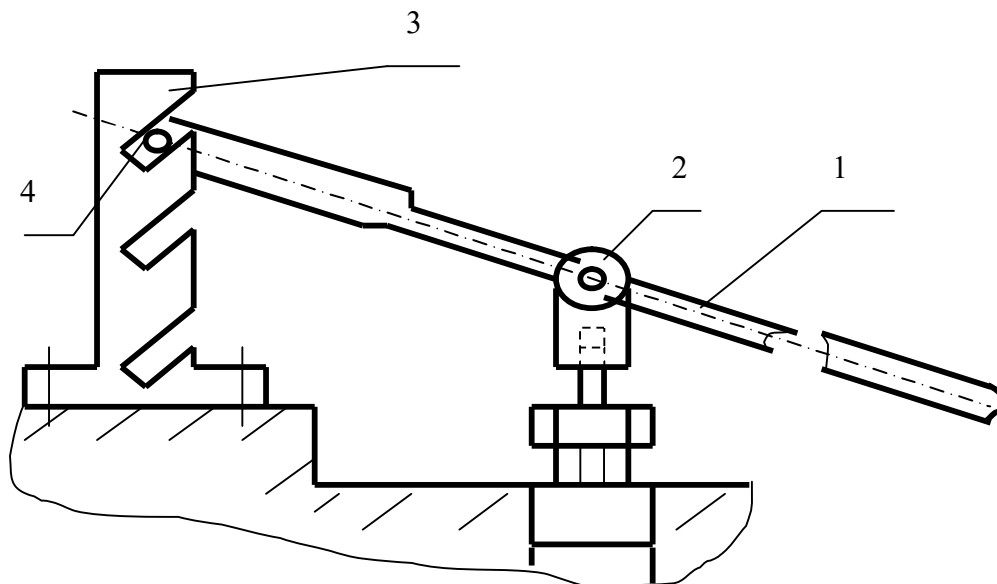
Данные методические указания предназначены для студентов факультета коммерческой подготовки и повышения квалификации специалистов, обучающихся специальности 150200 (190601.65) - «Автомобили и автомобильное хозяйство» для выполнения курсового проекта по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования».

1. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГАЙКОВЕРТОВ

1.1. Основные виды и классификация съемников

Съемник это специализированный инструмент, применяемый в процессе разборки узлов автомобиля при его ремонте. В коробке перемены передач, в редукторах задних мостов и в подвеске автомобиля имеется детали соединенные с натягом. Для разборки таких сопряжений необходимо приложить усилие, превышающее силу трения между соединенными поверхностями. Оборудованием, позволяющим механизировать разборку таких сопряжений и облегчить труд ремонтных рабочих, и служат различные конструкции съемников.

По принципу действия съемники бывают рычажного (рис. 1) и винтового типа (рис.2).



1.Рычаг 2.Подвеска 3.Стойка 4.Ось рычага

Рисунок 1. Съемник рычажного типа.

Рычажные съемники создают небольшое усилие и изгибают снимаемый элемент, так как подвеска двигается по дуге окружности. По этим причинам практически не применяется.

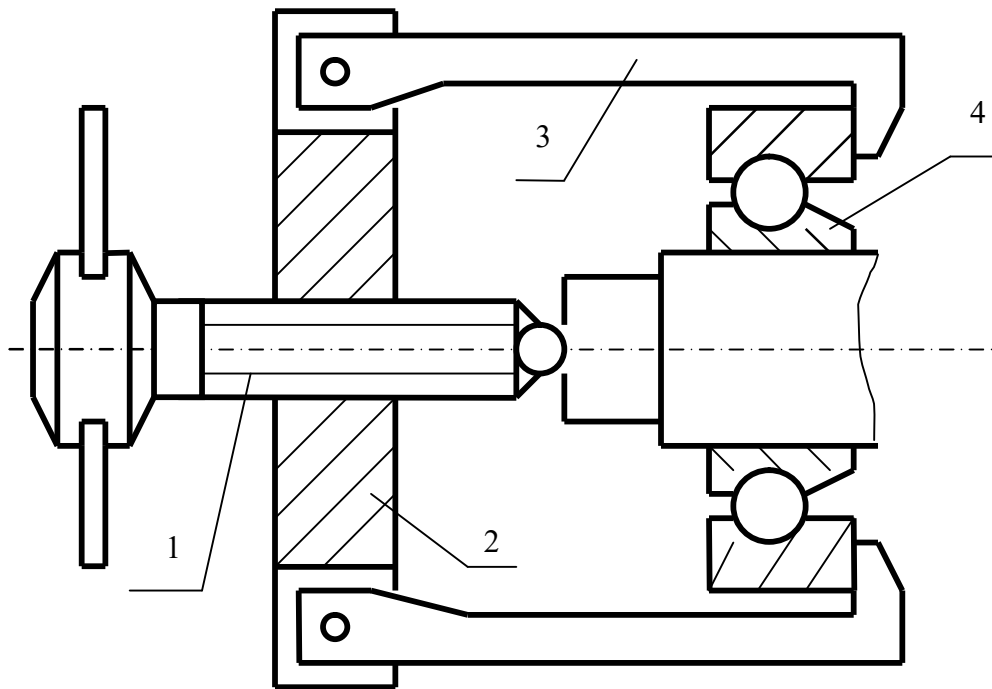
Винтовые съемники очень удобны в применении, компактны и создают усилия достаточные для разъединения деталей, соединенных прессованием, таких как вал – подшипник, вал – шестерня и т.п.

Конструктивно винтовые съемники можно классифицировать по следующим признакам:

1. по способу закрепления на ссаживаемой детали:

- закрепляемые на шпильках или болтах снимаемой детали;
- навинчиваемые в снимаемую деталь;
- с фрикционным зажимом детали;

- с захватом детали.



1. Винт силовой 2. Траверса 3. Лапы (тяги) 4. Снимаемая деталь
Рисунок 2. Съемник винтового типа.

2. съемники с фрикционным зажимом детали бывают:

- с разрезным кольцом;
- с цангой.

3. съемники с захватом детали делят на:

- двухлаповые;
- трехлаповые;
- с захватом детали лапами;
- с захватом детали корпусом;
- с плоской траверсой;
- с Т-образной траверсой;
- с хомутом на лапах;
- с рычажками на лапах.

1.2. Силы в прессовых соединениях

Назначение силового механизма съемника (лап или винта) преодолеть усилие трения, возникающее между снимаемой деталью и элементом, на котором она установлена. Для проектирования элементов съемника необходимо определить эти усилия. Рассмотрим определение сил в прессовых сопряжениях, на примере, соединения двух пустотелых труб (рис. 3).

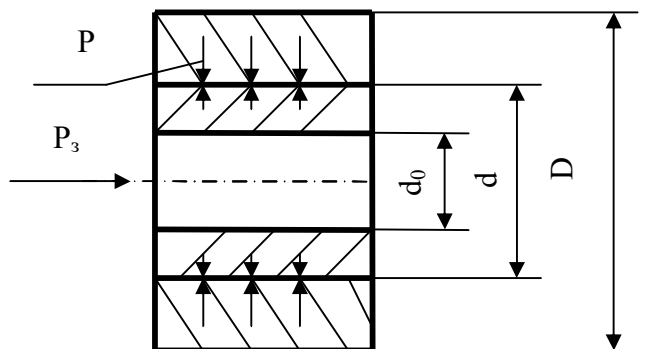


Рисунок 3. Силы, действующие, в сопряжение деталей с натягом

Максимальная сила запрессовки, необходимая для сборки прессового соединения с натягом определяется по формуле

$$P_3 = f_3 \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot L, \quad (1)$$

где f_3 - коэффициент трения при запрессовке:

$f_3 = 0,08 - 0,1$ сборка прессованием; $f_3 = 0,12 - 0,14$ сборка с нагревом;

P – удельное давление на поверхности контакта, Н/м^2 ;

d – диаметр охватываемой детали, м;

L – длина посадочного места, м.

Удельное давление на поверхности контакта P определяется по формуле

$$P = \frac{\delta \cdot 10^{-6}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (2)$$

где δ - расчетный натяг сопряжения, мкм;

C_1, C_2 – соответственно коэффициенты, зависящие от размеров охватываемой и охватывающей деталей и материала, из которого они изготовлены (определяются по таблицам [1] или по формулам 3 и 4);

E_1, E_2 – соответственно модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей:

$E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – для стали, $E = (1,2 \dots 1,4) \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – для чугуна, $E = (1,0 \dots 1,1) \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – для бронзы [1].

Значения коэффициентов C_1 и C_2 рассчитывают по формулам

$$C_1 = \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2} - \mu_1, \quad (3)$$

$$C_2 = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \mu_2, \quad (4)$$

где d, d_0, D – размеры, указанные на чертеже;

μ_1, μ_2 - соответственно коэффициенты Пуассона для охватываемой и охватывающей поверхности: для стали $\mu = 0,3$; для чугуна $\mu = 0,25$; для бронзы $\mu = 0,33$.

Если охватываемая деталь является сплошной, то $d_0 = 0$.

Если охватываемая деталь выполнена в виде толстостенной плиты, то $D \rightarrow \infty$ и $\frac{d}{D} = 0$.

Расчетный натяг соединения, учитывающий величину обмятия микронеровностей можно определить по формуле

$$\delta = \Delta d - 1,2 \cdot (R_{z_1} - R_{z_2}), \quad (5)$$

где Δd - номинальный натяг сопряжения, мкм;

R_{z_1}, R_{z_2} - соответственно высоты микронеровностей по десяти точкам сопрягаемых поверхностей, мкм: $R_z = 10 - 6,3$ мкм или $3,2 - 1,6$ мкм, что соответствует 6 - 8 качеству точности изготовления сопрягаемых деталей.

Все размеры деталей задают с некоторым отклонением от номинального значения, т.к. невозможно по объективным и субъективным причинам выполнить размер точно в соответствии с расчетным. Поэтому у каждого размера существует верхнее и нижнее предельные отклонения, которые определяют поле допуска на изготовление детали.

Если для диаметров вала $d_{\text{вала}}$ и для отверстия $d_{\text{отв}}$ предельные отклонения размеров записать в виде: $d_{\text{вала}} = d_{+a}$ и $d_{\text{отв}} = d_{+c}$, тогда номинальный натяг составит

$$\Delta d = \frac{a + e}{2} - \frac{o + c}{2}, \quad (6)$$

Величину усилия, необходимую для запрессовки холодного шарикоподшипника определяют по формуле

$$P_{\text{п}} = \frac{\delta \cdot f_3 \cdot E \cdot \pi \cdot B \cdot 10^{-6}}{2N}, \quad (7)$$

где B - ширина кольца шарикоподшипника, м;

E - модуль упругости материала кольца подшипника, $\frac{H}{M^2}$;

N - коэффициент, зависящий от размеров подшипника. Значение коэффициента подсчитывают по формуле

$$N = \frac{1}{\left(1 - \frac{d}{d_0}\right)^2}, \quad (8)$$

где d_0 - диаметр беговой дорожки шарикоподшипника

$$d_0 = d + \frac{D-d}{4}, \quad (9)$$

где d – диаметр отверстия внутреннего кольца;
 D – наружный диаметр кольца.

1.3. Расчет элементов винтового съемника

Расчет винтового съемника осуществляют в следующей последовательности:

1. Задавшись величинами d_0 , d , D (см. рис. 3) рассчитывают удельное давление на поверхности контакта сопряжения, используя формулы 2 – 6.

2. По формуле 1 или 7 вычисляют максимальную силу запрессовки.

3. Задаются параметрами резьбы (прямоугольная, трапециидальная или метрическая, если $d_g \leq 20$ мм) определяют внутренний диаметр винта съемника [2]. Если резьба метрическая, то проверку условия самоторможения не проводят, т.к. все метрические резьбы самотормозящиеся.

4. Определяют момент сил в резьбе по формуле

$$T_p = 0,5 \cdot P_3 \cdot d_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (10)$$

где P_3 - сила запрессовки;

$\varphi = 9,9^\circ$ - угол трения для метрической резьбы;

ψ - угол подъема винтовой линии, который определяют по формуле 11.

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{S}{\pi \cdot d_{cp}}\right), \quad (11)$$

5. Момент сил трения на опорной поверхности пяты при условии использования шарика, упирающегося в центровое отверстие вала (см. рис.2)

$$M_n = P_3 \cdot f \cdot R_c \cdot \operatorname{ctg}\varphi, \quad (12)$$

где f - коэффициент трения между пятой и винтом, $f = 0,1$;

R_c - радиус сферы шарика, $R_c \approx 3 \cdot 10^{-3}$ м;

φ - угол при вершине, образующейся при сверлении центрального отверстия, $\varphi = 60^\circ$.

6. Крутящий момент, приложенный к винту

$$M_k = T_p + M_n, \quad (13)$$

7. Усилие на рукоятке съемника

$$P_p = \left(\frac{M_k}{R} \right) \leq [P_p], \quad (14)$$

где $R = 0,15 - 0,20$ м - длина рукоятки;

$[P_p] = 300$ Н - допустимое усилие на рукоятке по правилам Госгортехнадзора.

8. Приведенное напряжение в винте от напряжений сжатия и кручения

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{4P_p}{\pi \cdot d_g^2} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{M_k}{0,2 \cdot d_g^3} \right)^2} \leq [\sigma_{np}], \quad (15)$$

где $[\sigma_{np}]$ - приведенное напряжение, $[\sigma_{np}] = 90 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$.

9. Критическую силу, запас устойчивости винта, число витков и высоту гайки определяют по методике изложенной в рекомендованной литературе [2].

10. Толщину траверсы выбирают равной высоте гайки Н, а длину конструктивно принимают по следующей зависимости

$$L_T = 1,5 \cdot D_H, \quad (16)$$

где D_H - наружный размер снимаемой детали.

11. Ширину траверсы принимают из конструктивного соотношения

$$B_T = 2 \cdot d_H, \quad (17)$$

где d_H - наружный диаметр резьбы винта.

12. Момент, изгибающий траверсу

$$M_u = 0,5 \cdot P_z \cdot \frac{l}{2}, \quad (18)$$

где l - расстояние между центрами пальцев, крепящих лапы съемника к траверсе (рис. 2).

13. Условие прочности траверсы при изгибе

$$\sigma_{\max} = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma_u], \quad (19)$$

где W - момент сопротивления сечения траверсы

$$W = \frac{b \cdot H^2}{6}, \quad (20)$$

где b - величина, определяемая по формуле (21);

H - высота гайки.

$$b = B_T - d_H, \quad (21)$$

14. Площадь сечения лапы съемника исходя из условия прочности при растяжении

$$F = \frac{P \cdot K_3}{[\sigma_T]}, \quad (22)$$

где P – сила, действующая на одну лапу съемника;

K_3 - коэффициент запаса прочности, $K_3=3$;

$[\sigma_T]$ - предел текучести материала, для углеродистой стали

$$[\sigma_T] = 250 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

15. Сила, действующая на каждую лапу съемника

$$P = \frac{P_3}{n_l}, \quad (23)$$

где n_l - число лап съемника.

16. Условие прочности пальцев лап на срез

$$\tau = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_n^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (24)$$

где d_n – диаметр пальца лапы;

i - число плоскостей среза;

$[\tau]$ - допустимое касательное напряжение среза, которое определяется по формуле (4.25)

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_T, \quad (25)$$

где σ_T - напряжение предела текучести материала пальцев,

$$\sigma_T = 240 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

17. Условие прочности пальцев лап на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P}{d \cdot \delta} \leq [\sigma_{см}], \quad (26)$$

где δ - наименьшая длина пальца, подверженная смятию;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение материала пальцев на смятие [А].

18. Наименьшая длина пальца лапы определяется δ по формуле

$$\delta = B_n = \frac{B_T}{3}, \quad (27)$$

где B_n - ширина лапы в месте крепления к траверсе (рис. 3).

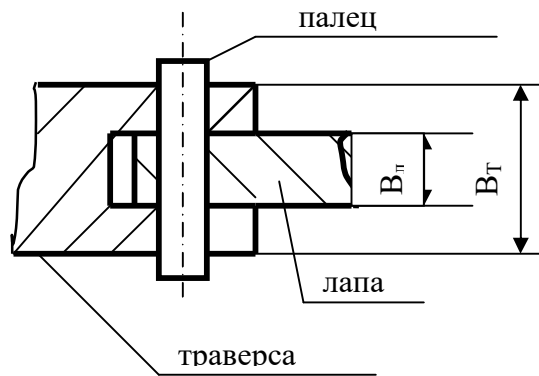


Рисунок.4. Схема к определению сечения пальца.

19. Допустимое напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = 0,8 \cdot \sigma_T, \quad (28)$$

20. Захватывающие концы лапок рассчитывают на изгиб

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma_u], \quad (29)$$

где M_u - максимальный изгибающий момент;

W - момент сопротивления сечения загнутого конца лапы изгибу.

21. Изгибающий момент на загнутом конце лапы определится по формуле

$$M_u = M_l = P \cdot l_k, \quad (30)$$

где l_k - длина захватывающего (изогнутого) конца лапы.

22. Момент сопротивления сечения изгибу конца лапы

$$W = W_l = \frac{B_l \cdot h_l^2}{6}, \quad (31)$$

где B_l, h_l - соответственно высота и ширина сечения изогнутого конца лапы

С учетом выражений (30) и (31) можно преобразовать формулу (29) к виду

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{6 \cdot P \cdot l_k}{B_l \cdot h_l^2} \leq [\sigma_u]. \quad (32)$$

Из этого выражения высота лапы определится

$$h_l = \sqrt{\frac{6 \cdot P \cdot l_k}{B_l [\sigma_u]}}. \quad (33)$$

23. Лапки съемника подвергаются комплексному нагружению растяжения и изгиба, поэтому необходимо проверить лапы на совместное действие этих нагрузок по выражению

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u = \frac{P}{F} + \frac{M_a}{W} \leq [\sigma], \quad (34)$$

где σ_p - напряжение растяжения;

F - площадь поперечного сечения лапы;

$[\sigma]$ - эквивалентное напряжение, $[\sigma] = 100 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$.

24. Площадь поперечного сечения лапы

$$F = B_l \cdot h_l. \quad (35)$$

Если условие (34) не выполняется, следует увеличить сечение лапы или изменить его профиль.

2. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГАЙКОВЕРТОВ

2.1. Виды и классификация гайковертов

Гайковерты – устройства, предназначенные для выполнения монтажно-демонтажных операций резьбовых соединений (обычно болт-гайка).

Их используют на сборочных конвейерах при производстве автомобилей, а также при выполнении операций при ТО и Р.

Гайковерты классифицируют, следующим образом

1. по назначению:

- для крепления (демонтажа) дисков колес;
- для сборки-разборки стремянок рессор;
- для монтажа-демонтажа приводных звездочек бортовых передач гусеничных тракторов.

2. по способу привода исполнительного органа:

- с механическим приводом;
- с электрическим приводом;
- с электромеханическим приводом;
- с пневматическим приводом.

3. по направлению вращения исполнительного элемента:

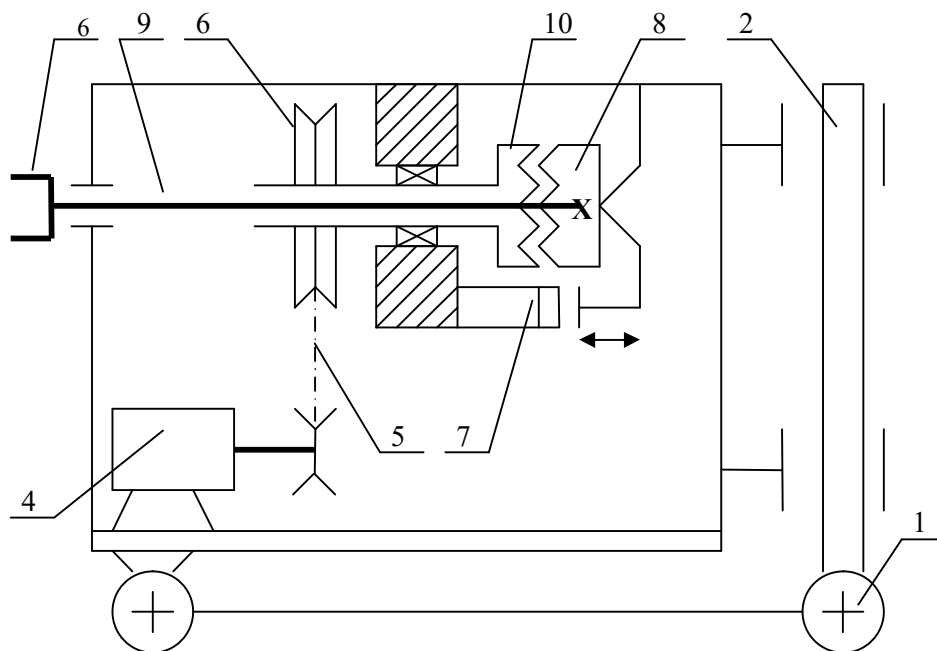
- нереверсивные (только для затяжки или демонтажа);
- реверсивные (для монтажных и демонтажных работ).

4. по способу перемещения:

- переносные (ручные);
- передвижные (по полу или по направляющим).

В ремонтном производстве наибольшее распространение получили

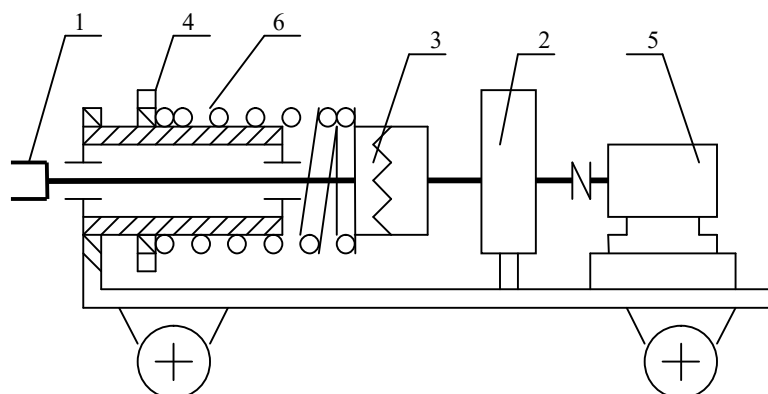
электромеханические реверсивные инерционно-ударные гайковерты моделей U-318 и U-330 (рис.5), а также электромеханические гайковерты непосредственного действия моделей U-319 и U-322 (рис. 6).



1.Тележка. 2. Стойка. 3. Плита. 4. Электродвигатель. 5. Клиноременная передача. 6. Маховик. 7. Электромагнит. 8. Полушффта подвижная. 9. Выходной вал. 10. Полушффта неподвижная. 11. Ключ.

Рисунок 5. Принципиальная схема инерционно-ударного гайковерта.

При введении подвижной полушффты, перемещаемой по шлицам вала, в зацепление с неподвижной полушффтой крутящий момент от маховика ударными импульсами передается на выходной вал и торцевой ключ. При этом электромагнит, соединенный с подвижной полушффтой включается. Одновременно с включением электромагнита выключается электродвигатель. Таким образом, величина крутящего момента на выходном валу будет зависеть от выбега маховика. Чем он меньше, тем больше момент.



1. Ключ. 2. Редуктор.
3. Муфта предохранительная.
4. Гайка регулировочная
5. Электродвигатель
6. Пружина регулировочная

Рисунок 6. Принципиальная схема электромеханического гайковерта

В электромеханическом гайковерте непосредственного действия крутящий момент от двигателя передается на ключ напрямую через редуктор и предохранительную муфту. Величина крутящего момента настраивается с помощью регулировочной гайки, которая изменяет жесткость регулировочной пружины, что приводит к изменению усилия разъединения полумуфт.

2.2. Общая методика расчетов гайковертов инерционно-ударного действия

Расчет осуществляют в следующей последовательности:

1. Рассчитывают осевую силу, действующую вдоль болта и моменты сил трения на опорном торце гайки и в резьбе, а также момент сил на наворачивание гайки;
2. Определяют диаметр вала ключа и параметры сцепления кулачковой муфты;
3. Задавшись длиной вала ключа, определяют угол поворота маховика в процессе наворачивания гайки, замедления маховика и его момент инерции. Исходя из конфигурации маховика, рассчитывают его геометрические размеры;
4. Выполняют расчет мощности электродвигателя.

2.3. Общая методика расчетов электромеханических гайковертов непосредственного действия

Расчет осуществляют в следующей последовательности:

1. Определяют момент, необходимый для наворачивания гайки определенного размера;
2. Подбирают редуктор с выходным валом, рассчитанным на передачу расчетного момента при частоте вращения $40 - 70 \frac{об}{мин}$;
3. Исходя из передаточного числа редуктора подбирают электродвигатель с частотой вращения ротора 750, 1000, 1500 или $3000 \frac{об}{мин}$;
4. Определяют мощность двигателя по формуле

$$N = \frac{T_z \cdot n}{9740 \cdot i \cdot \eta}, \quad (36)$$

где T_z - момент, необходимый для наворачивания гайки;

n - частота вращения выходного вала гайковерта;

i - передаточное число редуктора;

η - к.п.д. редуктора.

5. Рассчитывают предохранительную кулачковую муфту. Если гайковерт проектируется с регулирующимся моментом затяжки, то

необходимо рассчитать длину резьбовой части выходного вала, по которой перемещается регулировочная гайка.

2.4. Расчет инерционно-ударного гайковерта

Момент необходимый для наворачивания гайки определяется как сумма моментов, $H \cdot м$

$$T_3 = T_m + T_p, \quad (37)$$

где T_m - момент сил трения на опорном торце гайки;

T_p - момент сил в резьбе.

Момент сил трения на опорном торце гайки, $H \cdot м$

$$T_m = F \cdot f \cdot \frac{D_{cp}}{2}, \quad (38)$$

где F - осевая сила, Н;

$f = 0,15$ - коэффициент трения на торце гайки при сухом трении сталь по стали;

D_{cp} - средний (расчетный) диаметр, величину которого определяют по формуле

$$D_{cp} = 0.5(D_1 + d_{oms}), \quad (39)$$

где D_1, d_{oms} - размеры, указанные на рисунке 7.

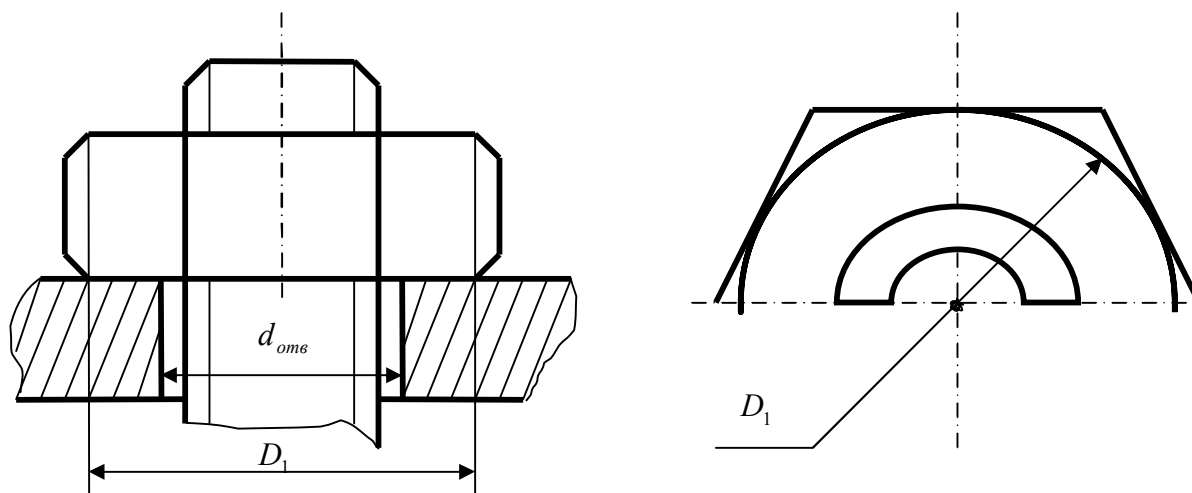


Рисунок 7. Схема к определению геометрических размеров для расчета момента сил трения на опорной поверхности

Момент сил трения в резьбе, $H \cdot м$

$$T_p = 0.5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (40)$$

где d_2 - средний диаметр резьбы по формуле 41, м;

ψ - угол подъема резьбы, град;

φ - угол трения в резьбе, град.

Средний диаметр резьбы

$$d_2 = d - 0.54 \cdot S, \quad (41)$$

где d - наружный диаметр резьбы;

S - шаг резьбы.

Геометрические параметры резьбы показаны на рисунке 8.

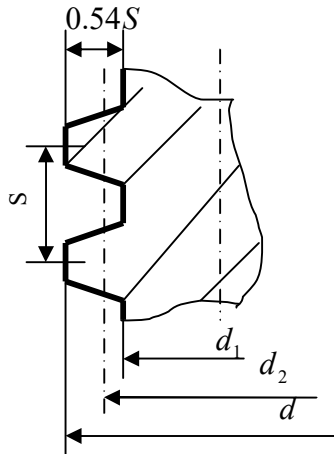


Рисунок 8. Геометрические параметры резьбы

Угол подъема резьбы ψ определяют по формуле

$$\psi = \arctg\left(\frac{S}{\pi \cdot d_2}\right), \quad (42)$$

Угол трения в резьбе

$$\varphi = \arctg(f_{np}), \quad (43)$$

где $f_{np} = 0.174$ - приведенный коэффициент трения для крепежной резьбы.

После подстановки преобразований 38 – 43 получим

$$T_3 = 0,5Fd_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} \cdot f + \operatorname{tg}(\psi - \varphi) \right], \quad (44)$$

Момент при отворачивании гайки будет несколько меньше:

$$T_3 = 0,5Fd_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right], \quad (45)$$

Поэтому в расчетах используют формулу 44

Осевую силу F рассчитывают исходя из условия прочности резьбы по напряжениям среза. Сильнее нагружена резьба винта, так как диаметр впадин винта меньше диаметра впадин гайки,

$$F \leq [\tau] \cdot \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m, \quad (46)$$

где $[\tau] = 0,6[\sigma_m]$ - допускаемые касательные напряжения среза, $\frac{H}{M^2}$;

$H = 0,8d_1$ - высота гайки, м; $d_1 = d - 1,08S$ - диаметр впадин резьбы винта, м; $K = 0,87$ - коэффициент полноты треугольной резьбы;

$K_m=0,6$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы; $[\sigma_m]=(250\dots400)10^6 \frac{H}{M^2}$ - для большинства сталей [1].

Следующим этапом является расчет вала ключа. В общем случае с учетом коэффициента запаса допустимый момент закручивания гайки можно записать в виде

$$T_3 = 0,8[\tau_0]W_0, \quad (47)$$

где W_0 - момент сопротивления сечения вала, M^3 ; $[\tau_0]=50 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$.

Момент сопротивления сечения винта рассчитывается по формуле

$$W_0 = 0,2 \cdot d_g^3. \quad (48)$$

Подставив выражение 48 в формулу 47, получим формулу для расчета диаметра вала ключа гайковерта

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,16 \cdot [\tau_0]}}. \quad (49)$$

Далее производят расчет кулачковой сцепной полумуфты (рис.9). Полностью расчет муфты приводится в специальной литературе (3,4). В нашем случае можно воспользоваться рекомендациями по выбору размеров муфты в зависимости от диаметра вала, :

$$d_{вн} = d_g + 10 \text{ мм}, \quad (50)$$

$$D_n = 2 \cdot d_g. \quad (51)$$

Высота зубьев муфты h и их ширина α выбирается из таблицы 1[5]. Геометрические параметры муфты показаны на рисунке 9.

Таблица 1

Размеры зубьев муфты

d, мм	h, мм	α , град
20...28	4	45
32...45	6	36
50...60	8	30
70...80	10	30
90...100	12	30

Частота вращения маховика определяется наибольшей частотой вращения, при которой допускается включение муфты на ходу, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$:

$$n_0 = \frac{1000 \cdot 60 \cdot V}{\pi \cdot D}, \quad (52)$$

где $V = 0,8 \frac{M}{c}$ - допускаемая окружная скорость; D - средний диаметр кулачков, который рассчитывается по формуле 53.

$$D = \frac{D_n + d_{вн}}{2}, \quad (53)$$

где $D_n, d_{вн}$ - наружный и внутренний диаметры кулачков (рис.9)

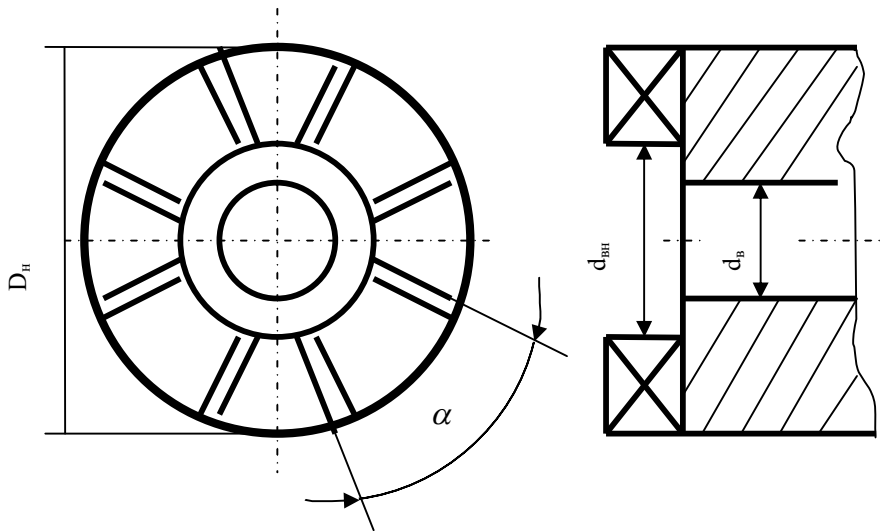


Рисунок 9. Геометрические параметры кулачковой муфты

Затем определяют геометрические размеры и массу маховика. Для этого необходимо рассчитать угловую скорость, угловое ускорение и момент инерции маховика.

Угловая скорость вращения маховика, c^{-1}

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_0}{30}, \quad (54)$$

Угловое ускорение (замедление) маховика, c^{-2}

$$\varepsilon = \frac{\omega^2}{2 \cdot \phi}, \quad (55)$$

где ϕ - угол поворота маховика в процессе передачи момента на ключ гайковерта.

Приближенно ϕ можно определить из угла закручивания вала ключа $\phi_с$, в радианах:

$$\phi = \phi_с \cdot K, \quad (56)$$

где $K = 10 \dots 15$ – коэффициент пропорциональности,

Угол закручивания вала ключа можно определить по формуле, рад

$$\phi_с = \frac{T_з \cdot l}{G \cdot J_p}, \quad (57)$$

где $l \approx 20 \cdot d$ - длина вала ключа; $G = 8 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$ - модуль сдвига стали [1];

$J_p = \frac{\pi \cdot d_с^4}{32}$ - полярный момент инерции сечения вала.

Момент инерции маховика, $кг \cdot м^2$

$$J = \frac{T_3}{\varepsilon}, \quad (58)$$

Определив ε и J , задаются конфигурацией маховика (рис. 10), его размерами и исходя из этого находят массу.

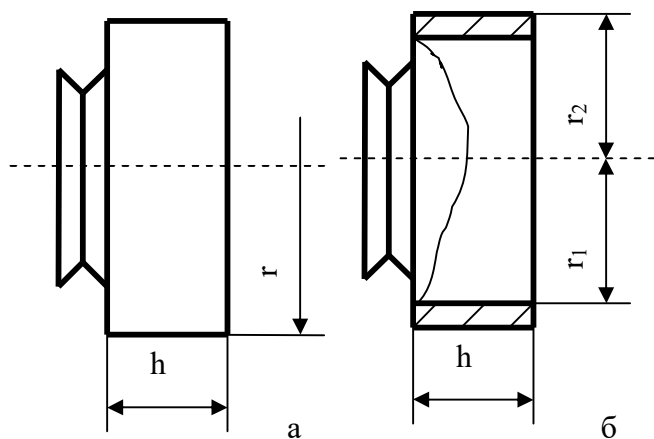


Рисунок 10. Конфигурация и основные размеры маховика:
а – сплошного (дисковый); б – кольцевого.

Для сплошного маховика изготовленного в виде диска масса определится по формуле, кг

$$m = \frac{2 \cdot J}{r^2}. \quad (59)$$

Для маховика в виде кольца масса определится по формуле, кг

$$m = \frac{2 \cdot J}{(r_2^2 - r_1^2)}.$$

Зная массу маховика и его радиус, можно найти толщину маховика h .
Для сплошного маховика, м

$$h = \frac{m}{\pi \cdot r^2 \cdot \gamma}, \quad (60)$$

для маховика в виде кольца, м

$$h = \frac{m}{\pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \gamma}, \quad (61)$$

где γ - плотность материала маховика, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Мощность электродвигателя определяется из условия достаточно интенсивного разгона маховика, ротора электродвигателя и преодоление потерь на трение в ременной передаче и подшипниках.

Энергия вращения маховика, Дж

$$W_{\text{вп}} = \frac{J \cdot \omega^2}{2}, \quad (62)$$

Мощность необходимая для разгона, Вт

$$N_{\text{об}} = \frac{W_{\text{ер}}}{\Delta t}, \quad (63)$$

где $\Delta t = 0,1 \dots 0,2$ с – время разгона.

Так как в справочной литературе момент инерции ротора электродвигателя не приводится, а пренебрегать им нельзя, то вводят коэффициент запаса мощности $K_3 = 2 \dots 3$.

Тогда значение мощности определится, Вт

$$N_{\text{об}} = \frac{N_p \cdot K_3}{\eta_p \cdot \eta_n^z}, \quad (64)$$

где $\eta_p = 0,96 \dots 0,98$ – к.п.д. ременной передачи;

$\eta_n^z = 0,99$ – к.п.д. подшипника; z – число подшипников.

На этом расчет гайковерта инерционно-ударного действия считают законченным. При детальном проектировании, также рассчитывают ременную передачу и выбирают подшипники по методикам, изложенным в рекомендованной литературе [1,2,3,4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах. 7-е изд., перераб. И доп. – М.:Машиностроение,1992.
2. Маркелов А.В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: Методические указания для выполнению курсового проекта по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования»: Часть 1 «Подъемники», для студентов, обучающихся по направлению 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства / ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет»; Сост. А.В. Маркелов, Ю.П. Осадчий. – Иваново, 2013. – 44 с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1999.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. Учебник для вузов. М.: «Высшая школа», 1975. – 464 с. с ил.
5. Кудрин А. И. Основы расчета нестандартного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобиля: Учебное пособие. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2005. – 168 с.