

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Институт открытого и дистанционного образования
Кафедра «Техника, технологии и строительство»

РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА

по дисциплине «Техническая механика»
на тему «Расчет передачи винт-гайка»

13.03.02.2020.015.000 ПЗ

вариант

Проверил, к.т.н., доцент
_____ Некрутов В. Г.
_____ 2020 г.

Автор работы:
студент группы ДО 314

_____ 2020 г.

Челябинск
2020 г.

ВВЕДЕНИЕ

К нажимным устройствам относятся механизмы, предназначенные для создания силы, воздействующей на обрабатываемый объект: спрессовываемое вещество, запрессовываемые части, деформируемый материал и т.д. Широко применяются подобные устройства для получения соединений с гарантированным натягом, например при ремонтных работах. Винт в этих устройствах снабжен нажимной деталью, через которую при ввинчивании в гайку он передает нагрузку на обрабатываемый объект.

Двухстоечный винтовой пресс состоит из станины, поперечины, связанной со станиной стойками, гайки, которая установлена с натягом в поперечину, винта, ввернутого в гайку, рукоятки снабженной шаровыми ручками, и нажимной плиты.

Винт приводится в движение рукояткой. Вращаясь в неподвижной гайке, он перемещается поступательно, при этом нажимная плита опускается и оказывает давление на материал или детали. Для обеспечения подъема плиты она соединена с винтом при помощи двух полуколец, входящих в кольцевую проточку на винте и прикрепленных к плите винтами.

При проектировании прессы необходимо исходить из величины прилагаемого усилия и необходимой длины перемещения.

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		2

2. РАСЧЕТ ГРУЗОВОГО ВИНТА

2.1 Выбор материала винта

Для изготовления винта принимаем качественную конструкционную углеродистую сталь 45 ГОСТ 1050-88 нормализованную.

Механические свойства стали 45 предел текучести $\sigma_T = 353 \text{ Н/мм}^2$, предел прочности $\sigma_B = 598 \text{ Н/мм}^2$ (табл. 5).

Материал гайки – бронза БР АЖ 9-4 ГОСТ 493-54

Предел прочности $\sigma_B = 490 \text{ Н/мм}^2$ (табл. 7).

2.2 Допускаемые напряжения

а) Допускаемые напряжения при растяжении (сжатии) для винта определяем по формуле

$$[\sigma]_{p(cж)} = \frac{\sigma_m}{s} = \frac{353}{3} = 117,7 \text{ МПа}$$

где s – коэффициент запаса прочности $s = 3 \div 5$, принимаем $s=3$.

б) Допускаемые напряжения для гайки

$$[\sigma]_p = 45 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{\text{ш}} = 90 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{\text{см}} = 75 \text{ МПа},$$

$$[\tau]_{\text{ср}} = 30 \text{ МПа}.$$

в) Допускаемое давление на опорных поверхностях резьбы для материалов «сталь 45 – бронза» По [1, табл.5] $[q]=10 \text{ МПа}$.

г) Принимаем значения коэффициентов трения. По табл. 10 для пары сталь – сталь

– коэффициент трения в резьбе $f=0,09$,

– коэффициент трения на опоре $f=0,14$.

2.3 Определение среднего диаметра и минимального шага резьбы

Для большинства винтовых передач расчет на износ является основным. В качестве условного критерия расчета на износ принимают величину рабочего напряжения на рабочих поверхностях резьбы:

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq [q],$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;

H_1 – рабочая высота профиля;

$[q]$ – допускаемое давление в винтовой паре, Н/мм^2 .

Отсюда

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_H \psi_h [q]}}$$

Зададимся двумя дополнительными соотношениями:

– относительной глубиной резьбы $\psi_h = H_1/P$ в зависимости от ее профиля $\psi_h = 0,5$,

– относительной высотой гайки $\psi_H = H_\Gamma/d_2$, где H_Γ – полная высота гайки. Величину ψ_H рекомендуется принимать в пределах $1,2 \div 2,5$.

С целью выявления оптимального варианта проведем параллельный расчет нескольких вариантов резьбы, принимая относительную высоту гайки: $\psi_H = H_\Gamma/d_2 = 1,2; 1,8; 2,4$, где H_Γ – полная высота гайки.

ψ_H	1.2	1.8	2.4
d_2	$\sqrt{\frac{45000}{3.14 \cdot 0.5 \cdot 1.2 \cdot 10}} = 48,9 \text{ мм}$	39,9	34,6

2.4 Выбор параметров резьбы

Так как прямоугольные резьбы не стандартизованы, то принимаем следующие значения диаметров и шаг резьбы

Вариант ψ_H	1.2	1.8	2.4
Условное обозначение резьбы	СП 56х6	СП 48х8	СП 46х10
Геометрические параметры, мм			
d	56	48	46
P	6	8	10
$d_2 = D_2$	50	40	36
d_1	44	32	26

Минимальное значение шага резьбы

$$P \geq \frac{\psi_H \cdot d_2}{Z_{\max}},$$

где Z_{\max} – максимально допустимое количество витков на гайке $Z_{\max} = 10$.

Для резьбы СП 56х6 $\psi_H = 1,2$ $Z = \frac{50 \cdot 1,2}{6} = 10$

Для резьбы СП 40х8 $\psi_H = 1,8$ $Z = \frac{40 \cdot 1,8}{8} = 9$

Для резьбы СП 36х10 $\psi_H = 2,4$ $Z = \frac{36 \cdot 2,4}{10} = 8,6$

Рекомендуется иметь число витков резьбы гайки $z = 8 \div 10$. Дальнейшие расчеты выполняем для варианта резьбы СП 48х8, принимая $z = 9$.

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

2.4 Определение размеров резьбы

Так как размеры прямоугольной резьбы не стандартизованы, то принимаем следующие значения параметров резьбы:

средний диаметр $d_2=40$ мм;

шаг резьбы $P=8$ мм,

наружный диаметр $d=48$ мм.

внутренний диаметр $d_1=32$ мм;

высота профиля витка $h=4$ мм,

число заходов $n=1$.

Профиль резьбы приведен на рис.2.

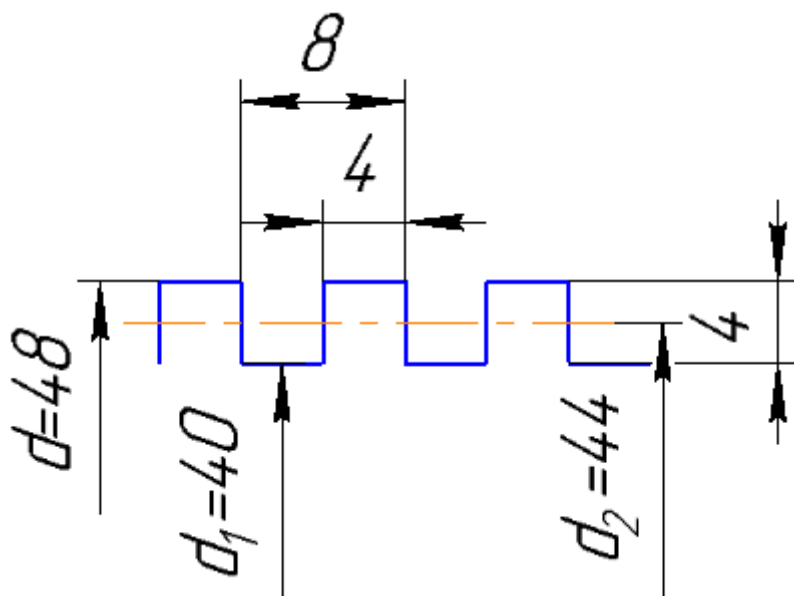


Рисунок 1.1 Профиль прямоугольной резьбы

2.6 Проверяем фактическое давление на опорных поверхностях резьбы

$$q = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot z} = \frac{4 \cdot 45000}{3.14 \cdot (48^2 - 40^2) \cdot 9} = 9,05 \text{ Н / мм}^2$$

$$q < [q] = 10 \text{ Н / мм}^2.$$

2.7 Проверка винта на устойчивость

По схеме передачи винт работает на сжатие и имеет большую свободную длину, поэтому необходимо проверить стержень винта на устойчивость при продольном изгибе:

Оцениваем гибкость винта по формуле (9), считая опоры шарнирными $\mu=1,0$

$$\lambda = \frac{4\mu \cdot l_{\max}}{d_3},$$

где μ – коэффициент приведения длины, учитывающий закрепление винта в опорах; Обычно опоры винтов считают шарнирными и $\mu=1$.

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

l_{\max} – максимальная высота подъема винта или наибольшее расстояние от гайки до торца винта;

d_3 – внутренний диаметр резьбы, $d_3 = 36$ мм.

$$\lambda = \frac{4 \cdot 1 \cdot 550}{32} = 69.$$

По табл.11 значение предельной гибкости для материала винта $\lambda_1 = 85$.

Так как $\lambda < \lambda_1$, то расчет на устойчивость производят с помощью формулы Ф.С. Ясинского, согласно которой

$$Q_{кр} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{4} (a - b \cdot \lambda),$$

где a и b – экспериментальные коэффициенты, имеющие размерность напряжений. По табл.11 для винта из стали 45 $a = 450$ Н/мм², $b = 1.67$ Н/мм².

$$Q_{кр} = \frac{3,14 \cdot 32^4}{4} (450 - 1,67 \cdot 55) = 269437 \text{ Н} = 269,4 \text{ кН}$$

Для выполнения условия устойчивости коэффициент запаса устойчивости s_y должен быть не меньше требуемого $[s_y]$, т. е.

$$s_y = \frac{Q_{кр}}{Q} = \frac{269437}{45000} = 6,0 > [s_y]$$

Для витков рекомендуется принимать $[s_y] = 3 \div 4$. Условие выполняется.

2.8 Проверка условия самоторможения резьбы

Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{8}{3,14 \cdot 40}\right) = 2,19^\circ = 2^\circ 11'.$$

Приведенный угол трения

$$\rho' = \arctg\left(\frac{f}{\cos \alpha / 2}\right),$$

где $f = 0.09$ – коэффициент трения в резьбе;

$\alpha = 90^\circ$ – угол профиля резьбы.

$$\rho' = \arctg\left(\frac{0.09}{\cos 45}\right) = 7,25^\circ = 7^\circ 15'$$

Так как $\psi < \rho'$, условие самоторможения выполняется.

2.9 Момент сил трения на опорном торце винта.

Момент сил трения и опорных реакций в резьбе определяется по формуле

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

$$M_p = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho^1) = 45000 \cdot \frac{40}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,11 + 7,25) = 1496914 \text{ Нмм}$$

2.10 Момент трения M_p на опорном торце винта, обусловленный осевой силой

Принимаем опору трения кольцевой с наружным диаметром $D_o \approx d_3$ (32 мм).

При выполнении центрального отверстия формы «В» внутренним диаметром опоры d_o можно считать диаметр $d_2 = 12,5$ мм (табл. 15). Тогда по формуле (18) при $f = 0,14$.

$$M_{on} = \frac{1}{3} Q f \frac{D_3^3 - D_2^3}{D_3^2 - D_2^2} = \frac{1}{3} \cdot 45000 \cdot 0,14 \frac{32^3 - 12,5^3}{32^2 - 12,5^2} = 74573,6 \text{ Нмм}$$

2.11 Проверочный расчет винта на прочность

Для выявления наиболее нагруженного сечения винта строим эпюры продольных сил и крутящих моментов (рис. 2,1).

При построении эпюры продольных сил N считаем, что в пределах от опоры до гайки продольная сила во всех поперечных сечениях винта равна силе давления Q . При условии равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы, продольная сила уменьшается в пределах гайки до нуля.

От верхней кромки гайки до рукоятки крутящий момент равен $M = M_p + M_{оп}$. В сжатых сечениях винта в пределах от опоры до гайки крутящий момент равен $M_{оп}$.

Проверяем прочность винта в сжатых сечениях для эквивалентных напряжений по формуле

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{on}}{0,2d_3^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 45000}{3,14 \cdot 32^2}\right)^2 + 3\left(\frac{74575,6}{0,2 \cdot 32^3}\right)^2} = 68,9 \text{ Н / мм}^2$$

Условие прочности выполняется, так как

$$\sigma_3 < [\sigma]_{сж} = 117 \text{ Н/мм}^2.$$

$[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение при расчете на сжатие (растяжение).

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

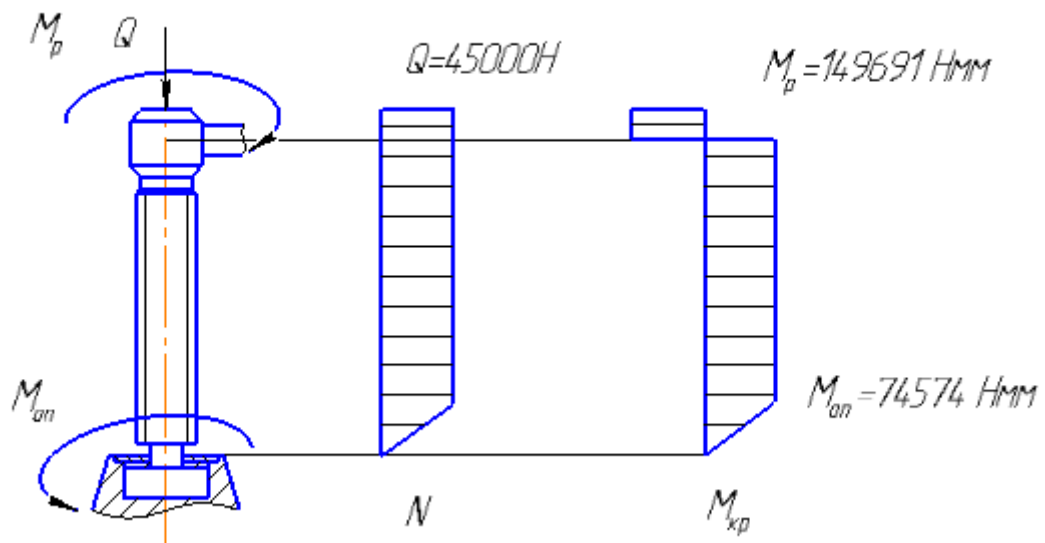


Рисунок 2.2 – Эпюра моментов

3. РАСЧЕТ ГАЙКИ

3.1 Полная высота гайки определяется по формуле

$$H_z = z \cdot P = 8 \cdot 9 = 72 \text{ мм}$$

3.2 Проверка резьбы гайки на срез

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot z \cdot b} = \frac{45000}{3,14 \cdot 40 \cdot 9 \cdot 5,07} = 2,3 \text{ Н / мм}^2$$

где для трапецеидальной резьбы $b = 0,634P = 0,634 \cdot 8 = 5,07 \text{ мм}$.

Условие прочности выполняется, так как

$$\tau_{cp} < [\tau_{cp}] = 30 \text{ Н / мм}^2.$$

3.3 Определение размеров гайки

1. Наружный диаметр гайки определим из условия прочности при растяжении с учетом напряжения кручения

$$d_z \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot k_{kp}}{\pi \cdot [\sigma]_p} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 45000 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 45} + 48^2} = 63,9 \text{ мм},$$

где $k_{kp} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий кручение гайки;

$[\sigma]_p = 45 \text{ Н / мм}^2$ – допускаемое напряжение растяжения материала гайки.

С учетом нормальных линейных размеров (табл. 12) принимаем $d_{\Gamma} = 67 \text{ мм}$.

2. Наружный диаметр бурта гайки определяем из условия прочности опорной поверхности бурта при смятии, принимая размер фаски в отверстии корпуса $c = 1$ мм

$$D_r \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot k_{kp}}{\pi \cdot [\sigma]_{cm}} + (d_r + 2 \cdot c)^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 45000 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 75} + (67 + 2 \cdot 1)^2} = 75,9 \text{ мм}$$

Принимаем $D_r = 80 \text{ мм}$

3. Высоту бурта гайки определяем конструктивно:

$$h_r = 0,25 \cdot H_r = 0,25 \cdot 72 = 18 \text{ мм}.$$

4. Проверяем возникающие напряжения изгиба по формуле

$$\sigma_u = \frac{3 \cdot Q(D_r - d_r)}{\pi \cdot d_r h_r^2} = \frac{3 \cdot 45000(80 - 67)}{3,14 \cdot 67 \cdot 18^2} = 25,7 \text{ Н / мм}^2$$

Условие прочности выполняется, так как

$$\sigma_u < [\sigma]_u = 90 \text{ Н/мм}^2.$$

4 РАСЧЕТ ДЛИНЫ И ДИАМЕТРА РУКОЯТКИ

а) Длина рукоятки определяется по формуле

$$l_p = \frac{M}{P_p},$$

где P_p – усилие рабочего, Н. Принимаем усилие рабочего $P_p = 300 \text{ Н}$.

$$l_p = \frac{149691 + 74574}{300} = 747 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем $l_p = 750 \text{ мм}$.

2. Диаметр рукоятки определяем из условия прочности по формуле

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M_p + M_{on}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{49691 + 74574}{0,1 \cdot 90}} = 20,8 \text{ мм}$$

где $[\sigma]_u = 90 \text{ МПа}$ – допускаемые напряжения материала рукоятки при изгибе.

Окончательно принимаем $d_p = 22 \text{ мм}$.

Расчетный диаметр необходимо согласовать с диаметрами по ГОСТу 2590-88. $d_p = 22 \text{ мм}$ совпадает с диаметром по ГОСТу 2590-88.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ВВЕРТЫША

Для обеспечения неподвижного соединения используются стопорные винты. Стопорные винты предотвращают возможное проворачивание

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

отдельных деталей пресса друг относительно друга под действием момента сил трения в резьбе M_p .

Винты проверяются на прочность по напряжениям среза, которые возникают в продольном сечении винта.

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot M_p}{z \cdot D_b \cdot l \cdot d_3^2} \leq [\tau_{cp}],$$

где D_b – диаметр окружности, по которой действует усилие на винт, мм;

z – число стопорных винтов;

l – длина резьбы стопорного винта, мм, принимаем $l_b=12$ мм,

$[\tau_{cp}] = 70 \text{ Н / мм}^2$ – допускаемое напряжение среза стального винта

Отсюда

$$d_b \geq \sqrt{\frac{4 \cdot M_p}{z \cdot D_b \cdot l \cdot [\tau_{cp}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14969}{67 \cdot 3,14 \cdot 70}} = 2,8 \text{ мм}$$

Принимаем винт М4 с длиной резьбы 12 мм..

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения расчетно-графической работы изучили область применения грузовых передач винт-гайка, типы резьбы, используемой в этих передачах.

В работе рассчитаны геометрические и конструктивные параметры винтового двухстоечного пресса. Для известного рабочего усилия определены размеры винта и гайки, проверены элементы конструкции стяжки на прочность при растяжении и кручении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Молодова, Ю.И. Расчет передач винт–гайка: Метод. указания для студентов всех специальностей всех форм обучения / Ю.И. Молодова, М.В. Жавнер, Д.В. Шляховецкий. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. – 40 с.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин. / Д.Н. Решетов. – М.: Высш. шк., 1989.
3. Мемелова, Е.Г., Проектирование механизмов на основе передачи винт–гайка: Пособие. / Е.Г. Мемелова, А.В. Зайцев. – Минск: БТИ им.Кирова, 1980.
4. ГОСТ 24737-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная однозаходная. Основные размеры.

					13.03.02.2020.094.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12