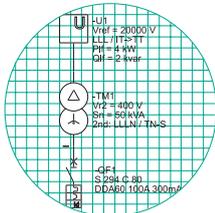




Низковольтное оборудование

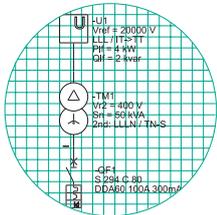
Методические рекомендации по выбору элементов крепления и стабилизации контактного нажатия в разборных электрических контактных соединениях (РЭКС) низковольтных комплектных устройств (НКУ)

Серия инженера-конструктора



Содержание

1. Нормативные требования к обеспечению безопасности РЭКС	2
2. Выбор средств стабилизации контактного нажатия	2
2.1. Стабилизация контактного нажатия с помощью контргайки	2
2.2. Стабилизация контактного нажатия с помощью пружинной шайбы (шайбы Гровера), изготовленной по ГОСТ 6402-70	3
2.3. Стабилизация контактного нажатия с помощью тарельчатой пружины, изготовленной по ГОСТ 3057-90	4
3. Рекомендации производителям по выбору тарельчатых пружин.....	4
3.1. Формальная проверка образцов тарельчатых пружин на соответствие ГОСТ 3057-90	4
3.2. Результаты испытаний тарельчатых пружин	8
4. Сопряжение элементов крепления по классу прочности	10
4.1. Маркировка гаек.....	11
4.2. Конструктивное исполнение гаек	11
4.3. Оценка механических свойств болтов	12
4.4. Маркировка болтов	13
4.5. Определение фактического класса прочности болтов в заводских условиях.....	14
5. Приложение	15



Серия инженера-конструктора

Разборное электрическое контактное соединение (РЭКС) является, основным видом соединения в шинных системах низковольтных комплектных устройств (НКУ) TriLine-R, рассчитанных на токи до 4000 А. Производство НКУ такого уровня сложности накладывает высокую ответственность на партнера компании АББ за качество сборочных работ, от которого зависит надежность оборудования в целом. Поэтому очень важно конструировать НКУ и проводить сборочные работы на высоком технологическом уровне, в соответствии с действующими техническими стандартами, рекомендациями разработчика данного типа НКУ, привлекая квалифицированный персонал, используя соответствующий инструмент и оригинальные элементы крепления и стабилизации контактного нажатия РЭКС, которые входили в состав изделия, подвергавшегося испытаниям.

В данной брошюре проведен анализ технических параметров тарельчатых пружин и элементов крепления РЭКС, предлагаемых компанией АББ, на соответствие действующим государственным стандартам РФ, в которых определены требования к данной продукции и показаны пути обоснованного выбора средств, обеспечивающих стойкое контактное нажатие во всех режимах их работы.

В.В. Лесных,
технический директор
ООО «ЭТМ-Росэнергосистемы»

1. Нормативные требования к обеспечению безопасности РЭКС

Согласно требованиям п. 3.1.10 ГОСТ 12.2.007.0-75 «Изделия электротехнические. Общие требования безопасности» производитель обязан гарантировать пожарную безопасность изделия и его элементов как в нормальном, так и в аварийном режимах работы. Для НКУ это требование реализуется выполнением п. 7.8.1 ГОСТ Р 51321.1-2007. Соединения между токоведущими частями должны осуществляться средствами, обеспечивающими необходимое и стойкое контактное нажатие.

Необходимое контактное нажатие создается при сборке РЭКС. Рекомендуемая величина этого показателя, в виде моментов на ключе, дается в приложении 4 ГОСТ 10434-82 «Соединения контактные электрические. Классификация. Общие технические требования». В качестве средства для создания требуемого момента, стандарт рекомендует использовать моментные индикаторные ключи и тарированные отвертки.

Под стойким контактным нажатием, согласно стандарту ГОСТ Р 51321.1-2007, подразумевается, что при всех режимах работы оборудования значение нажатия остается неизменным.

Основной способ поддержания исходного контактного давления согласно ГОСТ 10434-82 - предохранение РЭКС от самоотвинчивания с помощью контргайки, пружинных шайб (шайб Гровера), тарельчатых пружин.

2. Выбор средств стабилизации контактного нажатия

Для правильного выбора средств из приведенного выше перечня рассмотрим основные тепловые режимы работы НКУ, в котором в качестве проводников используют медные шины.

Исходное состояние - сборка и установка оборудования. Происходит, как правило, в помещении при температуре 18–24 °С.

Рабочее состояние - оборудование находится в эксплуатации. Температура шин при номинальных токах может колебаться от температуры окружающей среды до 95 °С (для медных шин [1]).

Аварийное состояние - режимы токов короткого замыкания. Температура медных шин может достигать 300 °С [1].

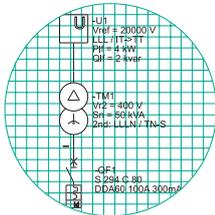
Получается некоторый эксплуатационный температурный цикл вида:

20 °С ↔ 95 °С ↔ 300 °С ↔ 20 °С.

Оценим возможность поддержания стойкого контактного нажатия с помощью контргайки при изменении температуры КС на 75 °С.

2.1. Стабилизация контактного нажатия с помощью контргайки

Возьмем в качестве примера РЭКС двух медных шин толщиной 10 мм, выполненное с помощью стального болта и гайки. Поскольку коэффициент теплового расширения меди $\alpha = 1,65 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$, а



Серия инженера-конструктора

стали $1,25 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$, можно предположить, что при изменении температуры на 75°C (от температуры окружающей среды 20°C до допустимой рабочей температуры медных шин 95°C) крепежные элементы будут препятствовать расширению медной шины.

Для подтверждения истинности такого допущения рассчитаем удлинения шины $\Delta l_{ш}$ и болта Δl_b по формуле [2]:

$$\Delta l = \alpha l t, \quad (2.1)$$

где l - первоначальная длина шины и болта; t - величина изменения температуры РЭКС.

$$\Delta l_{ш} = 0,02475 \text{ мм}; \Delta l_b = 0,01875 \text{ мм}.$$

Поскольку $\Delta l_{ш} > \Delta l_b$, становится очевидным, что гайка и головка болта будут препятствовать расширению шины более чем на $\Delta l_b = 0,01875$ мм. Это вызовет дополнительные напряжения σ_t как в шине, так и в болте, что может привести к деформации шины, а в худшем случае - и к разрыву болта.

Чтобы оценить уровень опасности такого состояния контакт-деталей РЭКС, представим его механической моделью в виде бруса с жестко заделанными концами, где роль бруса выполняют соединяемые шины (рис. 1).

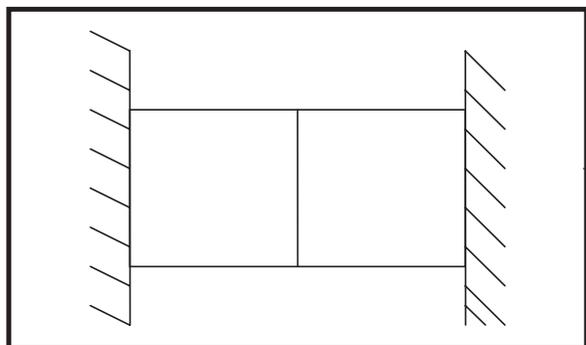


Рис. 1. Механическая модель РЭКС, состоящего из двух медных шин

Для такой модели РЭКС, при расчете температурных напряжений в поперечных сечениях бруса (шин), можно применить следующую формулу [2]:

$$\sigma_t = \alpha \cdot t \cdot E, \quad (2.2)$$

где E - модуль упругости (для твердых марок меди $E = 10^{11}$ Па [3]).

Подставив значения коэффициента теплового расширения меди α , величину изменения температуры t и модуля упругости E в формулу (2.2), получим значение температурного напряжения в шинах:

$$\sigma_t = 123,75 \text{ МПа}.$$

Учитывая, что первоначальная затяжка болта М12 (размер головки 19, момент на ключе $70 \text{ Н}\cdot\text{м}$) создает напряжение в шине под головкой

$$\sigma_3 = F_3/A = 135 \text{ МПа},$$

где F_3 - сила затяжки (для момента $70 \text{ Н}\cdot\text{м}$ $F_3 = 23\,000 \text{ Н}$); A - площадь поверхности шины под головкой болта (для головки 19 $A \approx 170 \text{ мм}^2$).

Суммарное напряжение в шине при тепловом расширении составит:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_t + \sigma_3 = 259 \text{ МПа}.$$

Допустимое значение этого показателя для твердых шин, согласно [3], изменяется от 171,5 до 206 МПа. Это пределы зоны упругих деформаций данного материала. Выполнение неравенства

$$\sigma_{\Sigma} > 206 \text{ МПа}$$

будет говорить о том, что шина между болтом и гайкой, при тепловом расширении, вызванном изменением температуры на 75°C , деформируется. Причем деформация будет пластической, а это означает потерю первоначальных геометрических размеров. Поэтому при возвращении данного КС к температуре 20°C между шиной и элементами крепления останется зазор, а следовательно, первоначальное контактное давление уменьшится, что, в свою очередь, приведет к ухудшению электрического контакта. Таким образом, после каждого изменения температуры на 75°C и больше требуется протяжка болтов всех КС.

2.2. Стабилизация контактного нажатия с помощью пружинной шайбы (шайбы Гровера), изготовленной по ГОСТ 6402-70

Защита от самоотвинчивания с помощью пружинных шайб (рис. 2) основывается на их конструктивных особенностях и твердости материалов, применяемых для их изготовления. Стальные пружинные шайбы имеют твердость 41,5–49,5 HRC₃ (HRC40-48), а концы шайб - плоский срез. Кромка, образованная плоскостью среза и опорной поверхностью шайбы, имеет острые края (п. 2.5 ГОСТ 6402-70). Именно этой кромкой, при затяжке, происходит врезание в тело гайки и опорную плоскость сопрягаемой детали, что обеспечивает стопорение гайки.

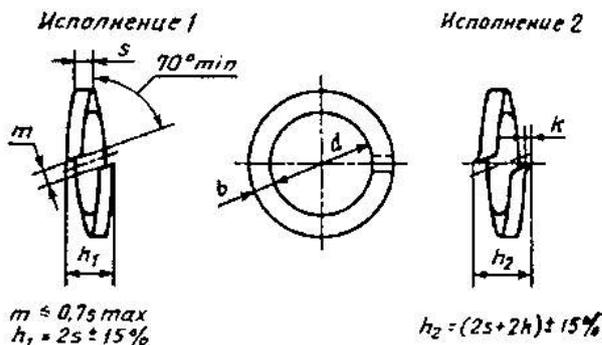
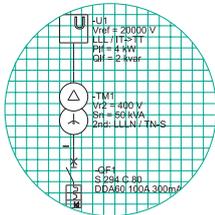


Рис. 2. Схема пружинной шайбы (шайбы Гровера)



Серия инженера-конструктора

Пружинные шайбы допустимо применять, если опорные поверхности имеют твердость от 150 до 300 НВ.

Пружинные качества даже тяжелых шайб, для болтов М8-М12, ограничены диапазоном сил 583-1000 Н. При рекомендуемых ГОСТ 10434-82 моментах затяжки болтов КС силы, действующие на эти шайбы, будут изменяться от 16 000 до 22 000 Н. Очевидно, что при этом пружинная шайба будет полностью деформирована. Поэтому при изменении температуры РЭКС до рабочего значения, также как и в первом случае, произойдет пластическая деформация шин в месте контакта с крепежными элементами. При уменьшении температуры РЭКС пружинная шайба не сможет компенсировать в полной мере потерю контактного давления, в силу того что, как отмечалось выше, ее пружинные качества значительно меньше требуемых.

Очевидно, что данное средство не обеспечивает поддержания стойкого контактного нажатия.

2.3. Стабилизация контактного нажатия с помощью тарельчатой пружины, изготовленной по ГОСТ 3057-90

Силовые качества тарельчатых пружин (рис. 3), установленных в виде параллельного или последовательного пакетов, соизмеримы с усилиями затяжки. Для работы соединения как упругой системы безразлично, где установлена шайба: под гайкой или под головкой болта, или одновременно под гайкой и болтом; в последнем случае упругость системы увеличивается вдвое.

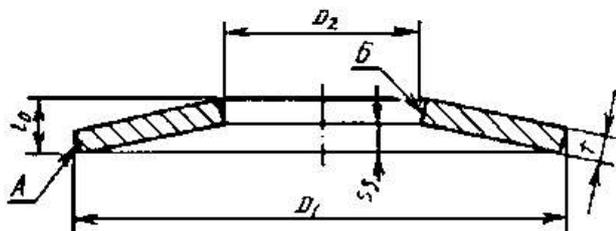


Рис. 3. Схема тарельчатой пружины, изготовленной по ГОСТ 3057-90

Рекомендуемые ГОСТ 3057-90 усилия затяжки для тарельчатых пружин, при смешанном виде нагружения (статический и циклический), должны обеспечить деформацию пружины, равную 0,8 ее максимального значения (табл. 10, ГОСТ 3057-90). Это позволит при линейном расширении элементов РЭКС за счет упругой деформации пружины избежать пластической деформации сопрягаемых элементов контактного соединения.

Во всех температурных режимах, тарельчатая пружина, в силу своих силовых и конструктивных особенностей, обеспечит исходное давление в РЭКС, т.е. гарантирует именно стойкое контактное нажатие, как требует стандарт ГОСТ Р 51321.1-2007.

Не требуется обслуживания КС после перехода шинной системы из одного теплового режима в другой, если номинальные токи и токи КЗ находились в расчетных пределах, а шинная система не имеет видимых деформаций.

Из рассмотренных средств обеспечения контактного нажатия только РЭКС с тарельчатой пружинной обеспечивает выполнение требований ГОСТ 12.2.007.0-75, ГОСТ 10434-82 и ГОСТ Р 51321.1-2007, определяющих требования к РЭКС НКУ.

Для обеспечения пожарной безопасности электроустановок в целом целесообразно, до внесения изменений в ГОСТ 10434-82, применять тарельчатые пружины при сборке всех РЭКС.

3. Рекомендации производителям по выбору тарельчатых пружин

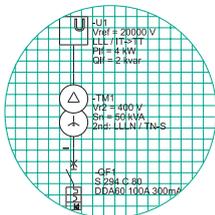
3.1. Формальная проверка образцов тарельчатых пружин на соответствие ГОСТ 3057-90

ГОСТ 3057-90 дает исчерпывающую информацию о:

- материале, из которого должны изготавливаться тарельчатые пружины;
- допустимой рабочей температуре и их параметрах;
- критериях оценки работоспособности пружин;
- способах их испытания;
- методике расчета силовых характеристик.

Эти данные позволяют после проведения сравнительного анализа сделать правильный выбор пружины из всей гаммы тарельчатых пружин, представленных в настоящее время на российском рынке.

На рис. 4 показаны три тарельчатые пружины, которые наиболее часто применяются в настоящее время производителями при сборке НКУ. В качестве образца №1 взята стандартная пружина ZX219P10, поставляемая в Россию компанией АББ. Как видно из рис. 4, пружины, предназначенные для использования с болтом М12, отличаются друг от друга даже по виду. Насколько эти внешние отличия влияют на их технические параметры, рассмотрим в этом разделе. Начнем с тех требований, которые устанавливает ГОСТ 3057-90 к изделиям такого рода.



а — вид сверху



б — вид снизу

Рис. 4. Образцы тарельчатых пружин:

1-пружина ZX219P10, изготовленная по стандарту DIN 6796;

2 — пружина, которой комплектуются НКУ одного из европейских производителей;

3 — пружина, изготовленная по немецкому стандарту DIN 2093

1. Настоящий стандарт распространяется на тарельчатые пружины из рессорно-пружинной стали, работающие при температуре от -60 до $+120$ °С. Отсюда можно сделать вывод, что тарельчатые пружины должны изготавливаться из рессорно-пружинной стали.

В п. 2.2.1 ГОСТ 3057-90 дана информация о марке стали, что позволяет в дальнейшем провести сравнительный анализ материалов, из которых изготовлены представленные на рис. 4 образцы тарельчатых пружин. Пружины изготавливают из листового, полосового проката или пружинной ленты по ГОСТ 2283, ГОСТ 7419.0, ГОСТ 7419.2, ГОСТ 7419.4 или другой нормативно-технической документации из стали марки 60С2А по ГОСТ 14959.

По согласованию между потребителем и изготовителем допускается изготовление пружин из сталей марок 60С2, 51ХФА, 60С2ХА, 60С2Н2А, 65С2ВА, 70С2ХА по ГОСТ 14959.

2. Твердость материала готовых пружин должна соответствовать 46–52 HRC3 по ГОСТ 8.064 или 420–512 НВ по ГОСТ 9012.
3. Приведем пример обозначения тарельчатой пружины: пружина тарельчатая I-1-2-50×20×1,8×1,4–100 °С Хим. Окс. Прм. ГОСТ 3057-90. Из

примера видно, что рабочая температура может быть 100 °С. Учитывая рекомендации ГОСТ 10434-82, который определяет рабочую температуру медных шин (95 °С), делаем вывод, что тарельчатая пружина должна быть рассчитана именно на такую температуру или выше.

4. Параметр шероховатости механически обработанных поверхностей измеряется в микронах и определяется по ГОСТ 2789.

На поверхности пружин допускаются мелкие забоины, отдельные риски, царапины, следы от инструмента, если их глубина не превышает половины поля допуска на толщину, считая от фактического размера. Указанные дефекты не должны выходить на кромки. Острые кромки пружин должны быть притуплены. Кромки следует притуплять до заневоливания.

5. Далее определим критерий отказа пружины по ГОСТ 3057-90: «Критерий отказа пружины - разрушение. Критерий предельного состояния - возникновение остаточной деформации более 10 %».

6. Способы испытания: «Пружины с защитными металлическими покрытиями (никель, цинк, хром, кадмий и др.) подвергают прогреву при температуре 180–240 °С в течение 1 ч, а также заневоливанию не менее чем на 24 ч, независимо от того, подвергались они заневоливанию до покрытия или нет.

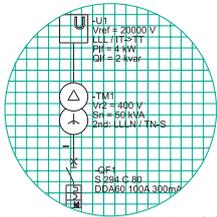
Испытание заневоливанием заключается в выдерживании пружины, сжатой до максимальной деформации в течение времени, указанного в п. 2.4.4 или в технической документации на пружину».

7. И наконец, какая информация должна поступать от поставщика пружин, чтобы мы были твердо уверены в правильности нашего выбора: «В тару должен быть вложен сопроводительный документ с указанием наименования или товарного знака предприятия-изготовителя и его адреса; условного обозначения пружин или номера чертежа пакета; марки стали; номера партии и количества пружин в партии; штампа технического контроля; даты консервации».

Оценим тарельчатые пружины, представленные на рис. 4, на соответствие перечисленным требованиям и критериям.

Сравнительный анализ по внешним признакам

Образцы 2 и 3 (см. рис. 4) имеют на рабочей поверхности, контактирующей с гайкой, ребристую насечку, поэтому они не соответствуют требова-



Серия инженера-конструктора

ниям стандарта ГОСТ 3057-90 (см. п. 4). Это требование стандарта имеет глубокий физический смысл, поскольку тесно увязано с рекомендациями ГОСТ 10434-82 по выбору моментов затяжки болтов РЭКС. Ребристая структура рабочей поверхности пружины изменяет коэффициент трения в плоскости «шайба - гайка», а следовательно, и итоговое давление в плоскости сопряжения контактных деталей соединения при равных моментах затяжки.

ГОСТ 10434-82 не случайно рассматривает тарельчатую пружину и как средство стабилизации контактного давления, и как средство защиты от самоотвинчивания. Тарельчатая пружина, благодаря своим силовым качествам, обеспечивает стабильное давление как в области эффективной площади контактирования [4], так и в плоскости, сопрягаемой с гайкой. Стабильное давление на гайку гарантирует стабильную силу трения между сопрягаемыми поверхностями «гайка - шайба», что защищает гайку от самоотвинчивания. Такая тарельчатая пружина не нуждается в дополнительных насечках на рабочей поверхности (см. п. 4).

Образец 3 (см. рис. 4) имеет и на поверхности, сопрягаемой с контакт-деталью РЭКС, дополнительные заостренные выступы. Если учесть, что твердость шины марки ШМТ (ГОСТ 434-78) составляет 637 МПа по Бринеллю, то очевидно, что все усилие затяжки уйдет на вдавливание этих выступов в тело шины, а не на создание необходимого давления в зоне условной площади контактирования [4], ограниченной периметром шайбы.

Итак, из трех представленных на фотографии образцов уже на этапе их оценки по внешним признакам можно установить, что только образец 1 (см. рис. 4) по внешнему виду соответствует тарельчатой пружине первого типа по ГОСТ 3057-90. На рис. 5 [5] представлена схема тарельчатой пружины из стандарта DIN 6796, по которому изготавливаются пружины серии ZX216P10-ZX219P10, представленные образцом №1. Эта схема почти полностью идентична схеме тарельчатой пружины, представленной на рис. 3.

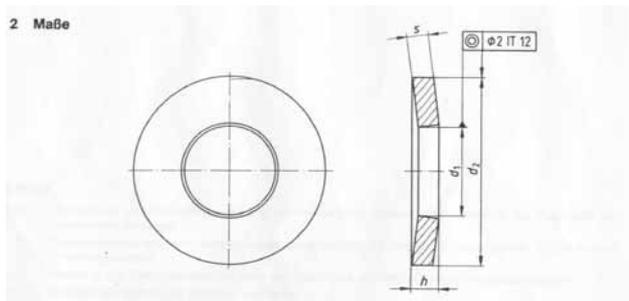


Рис. 5. Схема тарельчатой пружины, изготовленной по DIN 6796

Далее рассчитаем силовые характеристики этого образца на основе методики, представленной в ГОСТ 3057-90. Для оценки возможности применения этой методики к образцу 1 (см. рис. 4) проведем сравнительный анализ материала, из которого изготовлена пружина.

Сравнительный анализ исходных материалов

Немецкий стандарт, так же как и российский, определяет марку стали, из которой должны изготавливаться пружины данного типа. Это пружинная сталь марки С60. Чтобы идентифицировать этот материал в соответствии с российской классификацией, сравним по табл. 1 химический состав, а по табл. 2 - показатели прочности этой стали с отечественными аналогами.

По немецкой классификации сталь марки С60 - не легированная. По своему химическому составу это углеродистая сталь, близкая к российской рессорно-пружинной углеродистой стали марки 65.

Анализ данных, приведенных в табл. 1 и 2, позволяет сделать вывод, что сталь, из которой изготавливаются тарельчатые пружины, представленные образцом 1 (см. рис. 4), относится по российской классификации к рессорно-пружинной. Отсюда следует вывод: для расчета силовых параметров образца 1 (см. рис. 4) можно использовать методику, предложенную ГОСТ 3057-90.

Правильность расчетов будет также зависеть и от технологии изготовления пружин, которая определяет конечные параметры твердости готовых изделий. Сравним эти показатели.

Рассмотрим стандарт DIN 6796:

«В качестве материала для изготовления тарельчатых пружин применяется пружинная сталь (Federstahl) марки С60, изготовленная по DIN 17222. Готовые пружины должны иметь твердость по Роквеллу в пределах от 43 до 50 HRC».

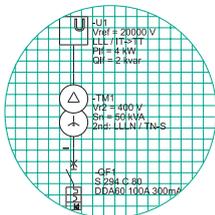
По ГОСТ 3057-90 «Твердость материала готовых пружин должна соответствовать 46–52 HRC3 по ГОСТ 8.064 или 420-512 НВ по ГОСТ 9012».

Как видим, из сравнения текстов стандартов, интервалы твердости готовых пружин также пересекаются.

Сравнительный анализ силовых параметров

Значение сил, вызывающих деформацию пружин, определим по моменту на ключе $T_{кл}$, который определяется по формуле (3.1) как сумма моментов сил трения в резьбе T_p и на торце T_t гайки [6]:

$$T_{кл} = T_p + T_t. \quad (3.1)$$



Серия инженера-конструктора

Таблица 1

Группа стали	Марка стали	Массовая доля элементов, %							
		Углерод	Кремний	Марганец	Хром	Ванадий	Вольфрам	Никель	Бор
Рессорно-пружинная легированная (ГОСТ 14959–79)	60С2А	0,58–0,63	1,6–2,0	0,60–0,90	≤0,30	–	–	–	–
Рессорно-пружинная углеродистая (ГОСТ 14959–79)	65	0,62–0,70	0,17–0,37	0,50–0,80	≤0,25	–	–	–	–
Пружинная DIN 17222	С60	0,57–0,65	<0,4	0,6–0,9	<0,4	–	–	0,4	–

Таблица 2

Марка стали	Твердость проката	
	термически необработанного	термически обработанного
	НВ, не более	
60С2А	302	269
65	255	229
С60	255	241

Момент сил трения в резьбе T_p зависит от силы затяжки болта F_3 , от параметров резьбы и определяется по формуле [6]:

$$T_p = F_3 d_2 / 2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1), \quad (3.2)$$

где d_2 - средний диаметр резьбы; ψ - угол подъема резьбы, градус (для метрической резьбы $\psi = 1,5 \div 3^\circ$) [6]; φ_1 - приведенный угол трения, градус (для метрической резьбы изменяется от 6 до 16° при коэффициенте трения на поверхности контакта $f = 0,1 \div 0,3$) [6].

При расчетах были взяты следующие средние значения вышеперечисленных параметров: d_2 - для каждого диаметра резьбы из табл. 1, ГОСТ 24705-2004;

$$\varphi_1 = 11^\circ;$$

$$f = 0,22 \text{ (для металлических поверхностей с покрытием 6Ц хр);}$$

$$\psi = 2,2^\circ.$$

Момент сил трения T_T на торце гайки зависит от силы затяжки болта F_3 , площади соприкосновения с поверхностью тарельчатой пружины, а также от коэффициента трения f [6]:

$$T_T = 1/2 F_3 f D_{cp}, \quad (3.3)$$

где D_{cp} - средний диаметр кольца, которое геометрически ограничивает контакт гайки или головки болта с опорной поверхностью шайбы.

Сила F_3 , действуя на тарельчатую пружину, вызывает ее деформацию. Для определения этой силы, подставим T_p и T_T в формулу (3.1), преобразуем ее и получим

$$F_3 = \frac{2T_{кл}}{d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f D_{cp}} \quad (3.4)$$

По известным значениям момента $T_{кл}$, рекомендуемым ГОСТ 10434-82 и приведенным в табл. 3, для наиболее часто применяемых в НКУ диаметров резьбы рассчитаем силу F_3 и внесем данные в табл. 5.

Таблица 3

Болт	Крутящий момент, Н•м	
	для болтовых соединений с шестигранной головкой	для болтовых соединений проводников из меди и твердого алюминия
М8	22,0 ± 1,5	33–37
М10	30,0 ± 1,5	45–51
М12	40,0 ± 2,0	60–68

Далее по формулам 3.5 и 3.6 из [7] определим силу $F_{3 \max}$, которая вызывает максимальную деформацию пружины, и силу $F_{\text{раб}}$, обеспечивающую рабочую деформацию, равную 0,6–0,8 максимального значения, что соответствует эксплуатационным состояниям тарельчатых пружин II класса при циклических и статических видах нагрузки:

$$F_{3 \max} = \frac{4ES_3 t^3}{(1-m^2) Y D_1^2} \quad (3.5)$$

$$F_{\text{раб}} = \frac{4ES_2}{(1-m^2) Y D_1^2} [(S_3 - S_2)(S_3 - S_2/2)t + t^3], \quad (3.6)$$

где E - модуль упругости ($E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа [7]); S_2 , S_3 - деформация пружины соответственно рабочая и максимальная, мм; μ - коэффициент Пуассона ($\mu = 0,3$) [7]; Y - расчетный коэффициент, зависящий от соотношения наружного диаметра пружины D_1 [8] и диаметра отверстия пружины D_2 [7]; t - толщина пружины из [8] и [5].

Параметры тарельчатых пружин, используемые для расчета сил, приведены в табл. 4.

Для сравнения были взяты параметры тарельчатых

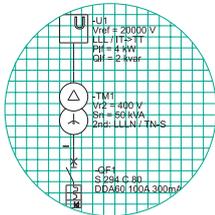


Таблица 4

Параметры	Обозначение параметра		Размеры, мм, рекомендуемые					
			ВСН 139–83			DIN 6796		
	по ГОСТ 3057–90	по DIN 6796	Диаметр, мм, болта марки					
			M8	M10	M12	M8	M10	M12
Наружный диаметр пружины	D1	d2	16	28	32	18	23	29
Внутренний диаметр пружины	D2	d1	8,5	12	14	8,4	10,5	13
Толщина пружины	t	S	1	1,5	3	2	2,5	3
Максимальная деформация	S3	–	0,5	0,8	0,7	0,6	0,7	0,95
Высота пружины	l0	h	1,5	2,3	3,7	2,6	3,2	3,95
Предварительная деформация	S1	–	–	–	–	–	–	–
Рабочая деформация 0,6S3	S2–0,6	–	0,3	0,48	0,42	0,36	0,42	0,57
Рабочая деформация 0,8S3	S2–0,8	–	0,4	0,64	0,56	0,48	0,56	0,76

пружин, рекомендуемые ВСН 139-83 при соединении кабелей оконцованных алюминиевыми наконечниками.

«5.3.5. Жилы сечением 16 мм² и более, оконцованные алюминиевыми наконечниками, соединяют с плоскими выводами из меди, алюминия и его сплавов стальными болтами, гайками и шайбами с применением средств стабилизации контактного давления: тарельчатых пружин или крепежных изделий из цветных металлов с коэффициентом линейного расширения $(18 \div 21) \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ (например, из латуни ЛС59-1, ЛС62 или алюминиевого сплава АК-4-1)».

Занесем полученные значения $F_{з\text{ max}}$, $F_{\text{раб } 0,6}$ и $F_{\text{раб } 0,8}$ в табл. 5 и проанализируем силовые характеристики представленных тарельчатых пружин, сравним их с рекомендуемыми силами затяжки F_z .

Данные, приведенные в табл. 5, показывают, что расчетные параметры тарельчатых пружин ZX217P10-ZX219P10, изготовленные по стандарту DIN 6796, практически идеально подходят для выполнения разборных электрических контактных соединений в соответствии с требованиями российских стандартов.

В заключение сравним критерии работоспособности по ГОСТ 3057-90 и DIN 6796.

Немецкий стандарт предусматривает проверку работоспособности пружины проводить методом 48-часового заневоливания ее, при температуре 100 °С, силой [5] 17 000 Н (M8); 27 100 Н (M10); 39 500 Н (M12).

Российский стандарт предлагает несколько иную методику, сначала применив прогревание до темпера-

туры 180–240 °С в течение часа, а затем заневоливание в течение 24 ч. Сравнивая данные табл. 5 с приведенными выше значениями сил деформации, можно сделать вывод, что и стандарт РФ, и стандарт ДИН предлагают при испытаниях проводить полную деформацию пружин.

В обоих случаях присутствует нагревание и заневоливание пружин. Причем условия испытания по немецкому стандарту более жесткие, поскольку нагревание и заневоливание проводятся одновременно, а по российскому стандарту - последовательно.

3.2. Результаты испытаний тарельчатых пружин

Для испытаний были собраны КС с использованием представленных образцов тарельчатых пружин (рис. 6, а, образец 1 и рис. 6, б, образец 2).



рис. 6, а, образец 1



рис. 6, б, образец 2

Рис. 6. Варианты РЭКС с использованием тарельчатых пружин

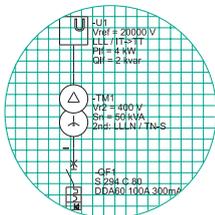


Таблица 5

Болты для тарельчатой пружины (стандарт)	Рекомендуемый момент на ключе для болтовых соединений проводников из меди и твердого алюминия, Н•м	Сила затяжки, Н			Момент на ключе до деформации пружины $(0,6 \div 0,8)S_3$, Н•м
		F_3 при рекомендуемом моменте на ключе	F_3 max до максимальной деформации пружины S_3	до деформации пружины $(0,6 \div 0,8)S_3$	
M8 (ГОСТ)	33–37	16 382–18 367	2668	1601–2198	3–4
M8 (DIN) ZX217P10			18840	11 589–15 235	23–31
M10 (ГОСТ)	45–51	17 692–20 051	4237	2542–3503	7–9
M10 (DIN) ZX218P10			26004	15 602–20 993	40–53
M12 (ГОСТ)	60–68	19 776–22 413	22832	13 699–18 374	42–56
M12 (DIN) ZX219P10			38093	22 856–30 850	69–94

В качестве критерия оценки работоспособности применяемых образцов было принято условие сохранения исходного контактного нажатия после проведения нескольких циклов теплового воздействия и выполнения требования по остаточной деформации (10 % согласно [7]).

Программа испытаний включала:

1. Кратковременное обжатие пружин установленными моментами и фиксацию изменения высоты пружины, а также следа на поверхности шины.
2. Разогрев КС с 20 до 100 °С, выдержку при температуре 100 °С в течение часа и последующее охлаждение до 20 °С. Фиксацию контролируемых параметров.
3. Замену образцов пружин на новые. Плавный разогрев от 20 до 300 °С и естественное охлаждение до исходной температуры. Фиксацию контролируемых параметров.

В табл. 6 приведены данные испытаний для пружин под болты M10 и M12.

Таблица 6

Число тарельчатых пружин в пакете	Болт	Момент затяжки, Н•м	Внутренний диаметр пружины d_1 , мм	Наружный диаметр пружины d_2 , мм	Толщина пружины s , мм	Высота образца, мм				Деформация, %	
						h_1	h_2	h_3	h_4	после обжатия	после разогрева до 300 °С
1 ZX218P10	M 10	50	10,5	23	2,5	3,20	3,0	3,0	2,9	6	9
1 ZX219P10	M 12	70	13,0	29	3,0	3,95	3,7	3,7	3,5	5	11
2 Образец 2	M 10	50	10,5	22	1,6	2,60	2,1	2,1	2,0	19	23
2 Образец 2	M 12	65	12,7	27	1,8	2,80	2,4	2,4	2,3	14	19

Примечание: h_1 — первоначальная высота образца; h_2 — высота образца после затяжки, при температуре 20 °С; h_3 — высота образца после разогрева от 20 до 100 °С, с последующим охлаждением до 20 °С; h_4 — высота образца после разогрева от 20 до 300 °С, с последующим охлаждением до 20 °С

На рис. 7, а (отпечаток образца 1, пружина ZX219P10) и 7, б (отпечаток образца 2) представлены отпечатки пружин под болты M12 на шине марки ШМТ после разогрева до 100 °С, а на рис. 7, в (отпечаток образца 1, пружина ZX219P10) и 7, г (отпечаток образца 2) - после разогрева до 300 °С.

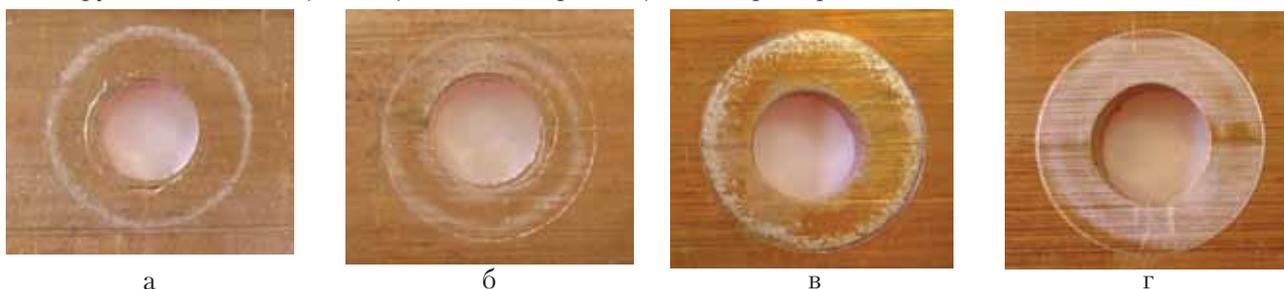
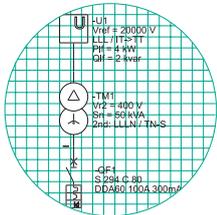


Рис. 7. Отпечатки тарельчатых пружин на поверхности медных шин после термического воздействия на РЭКС



Серия инженера-конструктора

На рисунках четко различаются участки, имеющие различные цветовые оценки. Светлые - места в которые не поступал воздух в процессе испытаний, поэтому медь здесь не подвергалась окислению. Участки более темного цвета в процессе нагрева активно окислялись, так как к ним имелся доступ кислорода. Из этого следует, что образец 1 (ZX219P10) деформировался не полностью, поскольку центральная часть поверхности под пружиной имеет темный оттенок. Образец 2 уже при температуре 100 °С центральной частью касался поверхности шин, а его края отгибались (есть темные пятна по контуру пружины). При температуре 300 °С деформация образца 1 (ZX219P10) увеличилась, но центральная часть пружины по-прежнему не касалась шины. Образец 2 полностью деформировался.

После каждого этапа испытаний контактное нажатие контролировали моментным ключом. Момент на ключе соответствовал исходному значению, указанному в табл. 6.

Оба образца пружин подтвердили свою надежность, обеспечив стойкое контактное нажатие во всех тепловых режимах.

В процессе испытаний получены контактные пятна (эффективная площадь контактирования), размеры которых подтвердили равнозначность представленных образцов (рис. 8, а, образец 1, рис. 8, б, образец 2).

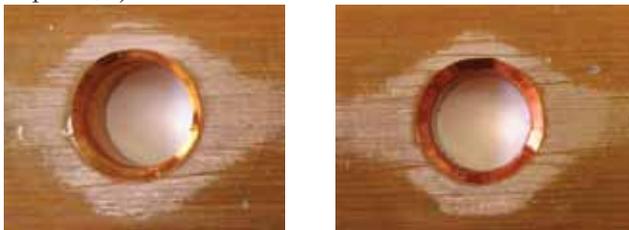


Рис. 8. Эффективная площадь контактирования РЭКС, состоящего из двух медных шин

Но, учитывая величину деформации после затяжки и разогрева (см. табл. 6), справедливо будет заметить, что пружины ZX218P10 и ZX219P10, изготовленные по немецкому стандарту, имеют больший запас прочности, а по своим параметрам более соответствуют требованиям стандарта Российской Федерации [7].

В настоящее время только тарельчатые пружины серии ZX216P10-ZX219P10, изготовленные по стандарту DIN 6796, обеспечивают выполнение требования действующих стандартов в области РЭКС. Поскольку в качестве образца 1 использовали оригинальные шайбы, изготовленные в Германии, такой вывод распространяется только на эти изделия и не касается пружин, изготовленных в других странах со ссылкой на данный стандарт.

Четкая работа РЭКС немало зависит еще и от выбранных элементов крепления, сопрягаемых с тарельчатыми пружинами. Из DIN 6796 следует, что с тарельчатыми пружинами этого класса должны сопрягаться элементы класса прочности не ниже 8.8.

4. Сопряжение элементов крепления по классу прочности

В качестве крепежных элементов РЭКС используются болты и гайки с метрической резьбой и крупным шагом. Класс прочности согласно ГОСТ 10434-82 должен быть для гаек не ниже 5.

Эта цифра (для гаек с номинальной высотой, равной или более 0,8^d) обозначает наибольший класс прочности болтов, с которыми они могут сопрягаться в соединении (табл. 7).

Таблица 7

Класс прочности гайки	Сопрягаемые болты	
	Класс прочности	Диаметр резьбы
5	5.6; 5.8	≤ M48
8	8.8	≤ M48

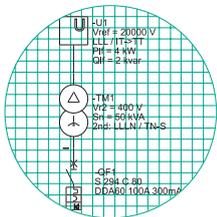
Необходимость обязательного выполнения этих требований обусловлено следующим.

Разрушение резьбового соединения при перезатяжке может произойти либо вследствие разрыва стержня болта, либо из-за срыва резьбы гайки и (или) болта. Разрушение стержня болта происходит внезапно и легко может быть обнаружено. Срыв резьбы гайки происходит постепенно, его труднее обнаружить, поэтому имеется опасность наличия в соединениях частично разрушенных крепежных изделий.

Представляется целесообразным конструировать резьбовые соединения таким образом, чтобы возможное разрушение всегда имело место по стержню болта. Однако, чтобы гарантировать такой вид разрушения во всех случаях, потребуется непомерно большая высота гайки из-за наличия многих переменных факторов, влияющих на стойкость резьбы к срыву.

Болт или винт, свинченный с гайкой соответствующего класса прочности, должны обеспечивать соединение, которое может быть затянуто до значения пробной нагрузки болта без появления срыва резьбы. [9]

Как правило, гайки высших классов прочности могут заменить гайки низших классов прочности. Такая замена рекомендуется для соединения болт-гайка, напряжение в котором будет выше предела текучести или напряжения от пробной нагрузки болта.



При использовании тарельчатых пружин, изготовленных по DIN 6796, немецкий стандарт рекомендует применять крепежные элементы класса прочности не менее 8.8. Это связано с тем, что при меньших классах прочности на поверхности гаек, при их взаимодействии с пружиной, возможно образование выемок, которые приведут к снижению ее пружинных качеств. [5]

4.1. Маркировка гаек

Сведения о классе прочности наносятся на гайку производителем согласно требованиям ГОСТ 1759.0-87. Требования по маркировке этого российского стандарта практически полностью совпадают с требованиями международного стандарта ISO 898-2 и немецкого стандарта DIN EN 20 898 Teil 2.

Маркировке подлежат шестигранные гайки с диаметром резьбы $d \geq 6$ мм. (рис.9.)

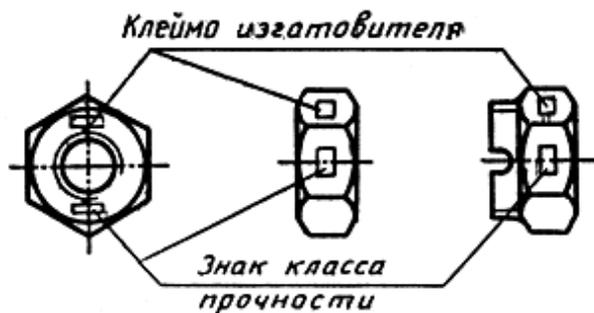


Рис. 9. Стандартная маркировка гаек

Допускается применение циферблатной маркировки гаек (рис.10.). В этом случае маркировка наносится на фасках выпуклыми или углубленными знаками или на торцевой поверхности углубленными знаками.

Класс прочности	8	8	10	12
Циферблатная маркировка гаек				

Рис. 10. Циферблатная маркировка гаек

4.2. Конструктивное исполнение гаек

Опыт эксплуатации резьбовых соединений показывает целесообразность снижения концентрации напряжений в резьбе гайки (рис.11.).

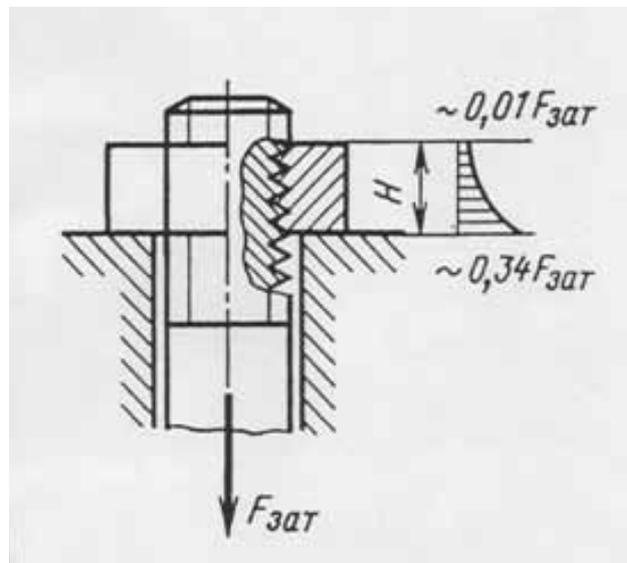


Рис. 11. Распределение нагрузки по резьбе гайки

Как видно из рисунка, 34% нагрузки от силы затяжки распределяется на 1-й виток резьбы гайки. [6]

Причина этого явления заключается в неблагоприятном сочетании деформаций гайки и болта под нагрузкой. Участки болта, ближайшие к нагрузке, растянуты полной силой. Витки резьбы болта, деформируясь, как и болт в целом, также смещаются в направлении действия нагрузки (рис.12.)

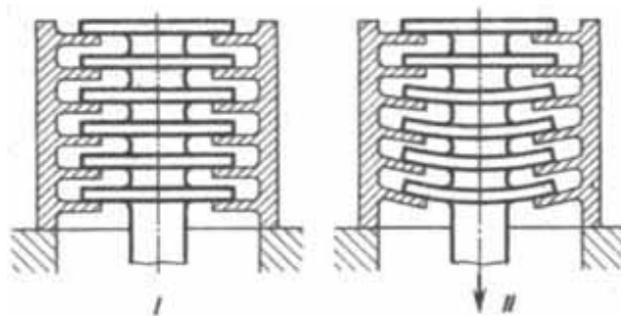
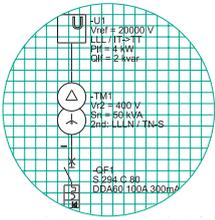


Рис. 12. Направления деформации витков резьбы гайки и болта



Серия инженера-конструктора

В гайке мы наблюдаем обратную картину: ближайшие к опорной поверхности участки резьбы гайки сжаты полной силой, действующей на соединение, витки резьбы смещаются в направлении, противоположном смещению витков болта. Наибольшее смещение имеет первый виток, отсюда повышенная нагрузка на него.

Разгрузить первый виток резьбы можно путем переноса опорной поверхности гайки выше его плоскости. Расположенное под опорной поверхностью тело гайки («юбка») в этом случае подвергается деформации растяжения, а над опорной поверхностью — деформации сжатия (рис.13.)

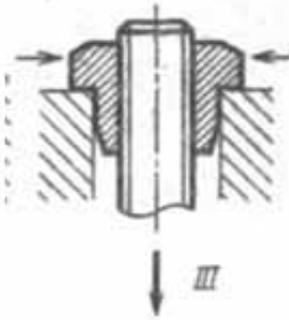


Рис. 13. Направления действия сил в гайке, запрессованной в опорную поверхность

Положительный эффект растяжения «юбки» дополняется положительным эффектом всестороннего обжатия верхних витков в результате упругой деформации верхней части гайки под действием сил, приложенных к опорной поверхности. Отсюда - более равномерное распределение нагрузки по виткам. Гайки такого типа широко применяют в ответственных резьбовых соединениях в машиностроении.

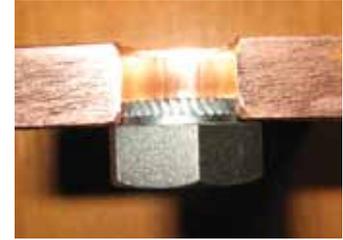
На рис. 14, а представлена гайка «Растяжения-сжатия», рекомендуемая компанией АББ для установки в шинных системах НКУ TriLine-R. Гайка имеет три исполнения под болты M8, M10, M12 и в технической документации обозначается как ZX377P10, ZX397P10, ZX398P10 соответственно. [10]

Ребристая кромка над опорной плоскостью гайки обеспечивает возможность запрессовки такой гайки в твердые марки медных шин (ШМТ) (рис.14, б). Конструкция гайки гарантированно обеспечивает затягивание болта M12 до величины момента на ключе 90 Н•м. На рис. 14, в видны следы в теле шины, которые препятствуют проворачиванию гайки и способствуют ее фиксации в месте посадки.

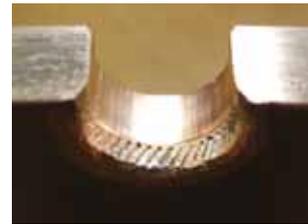
Такой уровень начальной затяжки болта значительно повышает жесткость стыка, уменьшает амплитуду напряжений в опасном сечении, что, в свою очередь, увеличивает сопротивление усталости резьбового соединения, а следовательно, его надежность и долговечность.



а – общий вид



б – запрессованная в шину



в – место посадки в шину

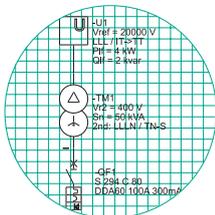
Рис. 14. Гайка ZX398P10

Сборные и распределительные шины, разборные электрические контактные соединения (РЭК) которых выполнялись с применением гаек данного типа, успешно выдержали все типовые проверки в составе НКУ TriLine-R, предусмотренные стандартом IEC 60439-1-2004 (ГОСТ Р 51321.1-2007). Испытания проводились в крупнейшем европейском испытательном центре IPH и подтвердили уникальные, для данного класса оборудования, параметры. При номинальном токе шинной системы 4000 А ударный ток короткого замыкания, который выдерживает НКУ «TriLine-R», составляет 220 кА.

4.3. Оценка механических свойств болтов

Как говорилось выше, классы прочности болтов и гаек должны координироваться между собой. Механические свойства болтов определяются из их обозначения. Обозначение класса прочности болтов состоит из двух цифр:

- первая соответствует 1/100 номинального значения временного сопротивления разрыву в Н/мм², или первое число, умноженное на 100, есть номинальное значение временного сопротивления σ_B (в МПа) материала резьбовой части.
- вторая соответствует 1/10 отношения номинального значения предела текучести к временному сопротивлению в процентах. Произведение указанных двух цифр соответствует 1/10 номинального значения предела текучести в Н/мм², или второе число, умноженное на 10, – отношение (в %) предела текучести σ_T к временному сопротивлению σ_B . Произведение первого и второго чисел, умноженное на 10, – номинальное значение предела текучести σ_T материала в МПа.



Серия инженера-конструктора

Рассмотрим, что означают эти цифры на конкретном примере.

Для болта класса прочности 8.8 имеем:

$$\sigma_B = 8 \cdot 100 = 800 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_T / \sigma_B = 8 \cdot 10 = 80\%;$$

$$\sigma_T = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ МПа}$$

При постоянных нагрузках рекомендуют высокие силы затяжки болтов, при которых напряжение в стержне [6] $\sigma_{ЗАГ} = F_{ЗАГ} / A = (0.6 \dots 0.8) \sigma_T$

Первоначальная высокая затяжка создает необходимое давление на стыке, обеспечивающее необходимую жесткость соединения и требуемое электрическое сопротивление.

Чтобы РЭКС работало в расчетных условиях, необходимо контролировать силу затяжки и выполнять соединение только с помощью поверенных динамометрических ключей.

* Примечание: рекомендуемые моменты затяжек для разборных электрических контактных соединений дает ГОСТ 10434-82 и ВСН 164.

4.4. Маркировка болтов

Маркировка болтов должна соответствовать общим правилам маркировки, определенным ГОСТ 1759.4-87, которые совпадают с маркировкой болтов в большинстве европейских стран.

Болты с шестигранной головкой, винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ, шпильки и гайки шестигранные следует маркировать знаком класса прочности (или группы материала) и клеймом (товарным знаком) завода-изготовителя, а изделия с левой резьбой — дополнительно знаком левой резьбы.

Обязательной маркировке подлежат:

- болты с шестигранной головкой классов прочности 4.6, 5.6, 6.6, 8.8, 9.8, 10.9, 12.9;
- винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ и шпильки классов прочности 8.8, 9.8, 10.9, 12.9.

Знаки маркировки могут быть выпуклыми или углубленными.

При маркировке классов прочности допускается не ставить точку, разделяющую первое и второе число знака класса прочности.

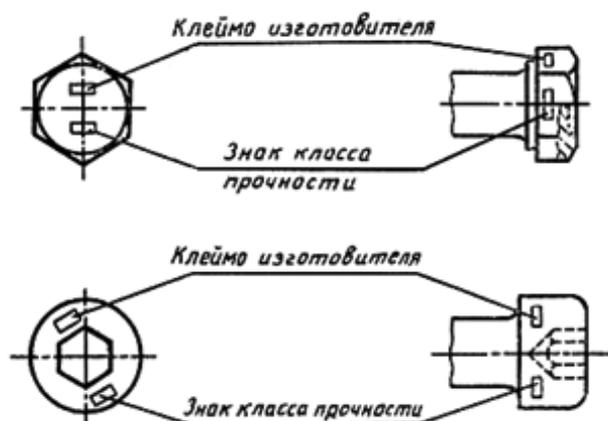
При использовании для изделий класса прочности 10.9 низкоуглеродистых мартенситных сталей знак класса прочности должен быть подчеркнут: 10.9, или 109.

Размеры знаков маркировки устанавливает завод-изготовитель.

Маркировка болтов с шестигранной головкой и винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ

Маркировке подлежат болты и винты с диаметром резьбы $d \geq 6$ мм.

Знаки маркировки наносят на торцевой или боковой поверхности головки болта или винта (рис.15.). Знаки на боковой поверхности головки должны быть углубленными.



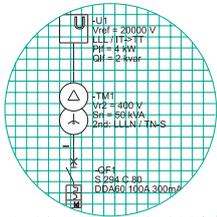
а – общий принцип



б – маркировка болта ZX188

Рис. 15. Стандартная маркировка болта

К сожалению, состояние российского рынка метизов не позволяет при выборе элементов крепления руководствоваться только формальным подходом. На практике приходится сталкиваться с такими фактами, когда разрушение резьбы болтов, имеющих маркировку класса прочности 8.8, происходит при усилиях значительно меньших, чем расчетные.



4.5. Определение фактического класса прочности болтов в заводских условиях

ГОСТ 1759.4-87 дает справочные материалы о минимальных разрушающих нагрузках для болтов с крупной резьбой (табл. 8).

Таблица 8

Минимальные разрушающие нагрузки для болтов, винтов и шпилек с крупной резьбой

Номинальный диаметр резьбы d , мм	Шаг резьбы P , мм	Номинальная площадь сечения A_s , мм ²	Минимальная разрушающая нагрузка, Н, для класса прочности									
			3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6; 6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
6	1	20,1	6630	8040	8440	10000	10400	12100	16100	18100	20900	24500
8	1,25	36,6	12100	14600	15400	18300	19000	22000	29200	32900	38100	44600
10	1,5	58,0	19100	23200	24400	29000	30200	34800	46400	52200	60300	70800
12	1,75	84,3	27800	33700	35400	42200	43800	50600	67400	75900	87700	103000

Перед применением болтов, полученных от поставщика, в РЭКС НКУ необходимо провести их контрольную затяжку с усилием, равным минимальной разрушающей нагрузке для данного класса прочности и диаметра резьбы. Если при этом не происходит разрушение резьбы и изменение линейных размеров болта, можно сделать вывод о соответствии фактического класса прочности классу прочности, указанному производителем.

Поскольку в заводских условиях для создания разрушающих нагрузок мы будем использовать динамометрический ключ, необходимо рассчитать требуемый момент на ключе.

Применим для этого формулу (3.4) из п.3.1, преобразовав ее в следующий вид:

$$T_{\text{раз}} = \frac{F_{\text{раз}}(d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f D_{\text{cp}})}{2} \quad (4.1)$$

Рассчитаем по формуле (4.1) момент на ключе, который приведет к разрушению болта с крупной резьбой М12, подставив в формулу значение разрушающей нагрузки из табл. 8:

$$F_{\text{раз}} = 67400 \text{ Н.}$$

При значениях:

$$d_2 = 10.863 \text{ мм;}$$

$$\varphi_1 = 11^\circ;$$

$f = 0,22$ (для металлических поверхностей с покрытием 6Ц хр);

$$\psi = 2,2^\circ.$$

$$D_{\text{cp}} = 16 \text{ мм}$$

Момент на ключе

$$T_{\text{раз}} = 204,5 \text{ Н*м}$$

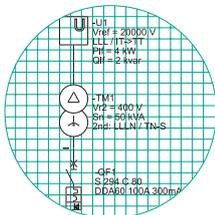
Таким образом, если после проведения испытаний с указанным моментом на ключе разрушение резьбы или тела болта не произошло, делаем вывод о его соответствии классу прочности 8.8. Если при испытаниях болт был разрушен, то, зафиксировав момент на ключе, при котором произошло разрушение и подставив его значение в формулу (3.4), определим фактическую разрушающую нагрузку, а по таблице 8 и его фактический класс прочности.

Например, при контрольной протяжке, произошло разрушение резьбы при моменте на ключе равном 130 Н*м. Подставив это значение в формулу (3.4):

$$F_3 = \frac{2T_{\text{кл}}}{d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f D_{\text{cp}}}, \quad (4.2)$$

увидим, что этот момент соответствует разрушающей нагрузке, равной 42 848 Н. Это значение приблизительно равно минимальной разрушающей нагрузке для болтов класса прочности 5.6 (см. таб. 8).

Этот простой метод входного контроля элементов крепления РЭКС позволит избежать серьезных неприятностей при эксплуатации оборудования.



5. Приложение

Список литературы

1. ГОСТ 10434-82. Соединения контактные электрические. Классификация. Общие технические требования. - М.: Изд-во стандартов, 1994.
2. Цивильский В.Л. Техническая механика: Учеб. пособие. - М.: Высшая школа, 2005.
3. ГОСТ 30323-95/ГОСТ Р 50254-92. Короткие замыкания в электроустановках. Методы расчета электродинамического и термического действия тока короткого замыкания. - М.: Изд-во стандартов, 1993.
4. ГОСТ 14312-79. Контакты электрические. Термины и определения. — М.: Изд-во стандартов.
5. DEUTSCHE NORM DIN 6796-77 «Spannscheiben für Schraubenverbindungen». Beuth Verlag GmbH, Burggrafenstraße 6, 1000 Berlin 30.
6. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей машин и узлов машин, конспект лекций по курсу «Детали машин». - 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 2004.
7. ГОСТ 3057-90. Пружины тарельчатые. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1990.
8. ВСН 139-83 (ММСС СССР). Инструкция по оконцеванию, соединению и ответвлению алюминиевых и медных жил изолированных проводов и кабелей и соединению их с контактными выводами электротехнических устройств.
9. ГОСТ 1759.5-87 Гайки. Механические свойства и методы испытаний (с Изменениями N 1, 2) Официальное издание, - М.: Издательство стандартов, 1991.
10. Технический каталог АББ. Электрические распределительные системы.

Наши координаты:

117997, Москва,
ул. Обручева, 30/1, стр. 2
Тел.: +7 (495) 960 2200
Факс: +7 (495) 960 2220

193029, Санкт-Петербург,
Б. Смоленский пр., 6
Тел.: +7 (812) 326 9915
Факс: +7 (812) 326 9916

400005, Волгоград,
пр. Ленина, 86
Тел.: +7 (8442) 24 3700
Факс: +7 (8442) 24 3700

394006, Воронеж,
ул. Свободы, 73
Тел.: +7 (4732) 39 3160
Факс: +7 (4732) 39 3170

620066, Екатеринбург,
ул. Бархотская, 1
Тел.: +7 (343) 369 0069
Факс: +7 (343) 369 0000

664033, Иркутск,
ул. Лермонтова, 257
Тел.: +7 (3952) 56 2200
Факс: +7 (3952) 56 2202

420061, Казань,
ул. Н. Ершова, 1а
Тел.: +7 (843) 279 3330
Факс: +7 (843) 279 3331

350049, Краснодар,
ул. Красных Партизан, 218
Тел.: +7 (861) 221 1673
Факс: +7 (861) 221 1610

603140, Нижний Новгород,
Мотальный пер., 8
Тел.: +7 (831) 461 9102
Факс: +7 (831) 461 9164

630073, Новосибирск,
пр. Карла Маркса, 47/2
Тел.: +7 (383) 346 5719
Факс: +7 (383) 315 4052

614077, Пермь,
ул. Аркадия Гайдара, 86
Тел.: +7 (342) 263 4334
Факс: +7 (342) 263 4335

344065, Ростов-на-Дону,
ул. 50-летия Ростсельмаша, 1/52
Тел.: +7 (863) 203 7177
Факс: +7 (863) 203 7177

443010, Самара,
ул. Красноармейская, 1
Тел.: +7 (846) 269 8047
Факс: +7 (846) 269 8046

354002, Сочи,
Курортный проспект, 73
Тел.: +7 (8622) 62 5048
Факс: +7 (8622) 62 5602

450071, Уфа,
ул. Рязанская, 10
Тел.: +7 (347) 232 3484
Факс: +7 (347) 232 3484

680000, Хабаровск,
ул. Муравьева-Амурского, 44
Тел.: +7 (4212) 30 2335
Факс: +7 (4212) 30 2327

693000, Южно-Сахалинск,
ул. Курильская 38,
Тел.: +7 (4242) 49 7155
Факс: +7 (4242) 49 7155

По вопросам заказа оборудования обращайтесь к нашим официальным дистрибьюторам: <http://www.abb.ru/lowvoltage>