

С Т А Н Д А Р Т О Т Р А С Л И

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИИ
С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В
КОНСТРУКЦИЯХ ЛОКОМОТИВОВ И ПУТЕВЫХ МАШИН

Методические указания

ОСТ 32.67-96

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Научно-исследовательским институтом тепловозов и
путевых машин (ВНИТИ) МПС России

ВНЕСЕН Департаментом локомотивного хозяйства и Департаментом
пути и сооружений МПС России

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Указанием МПС России от
N

3 ВЗАМЕН РД 24.149.07-87

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроиз-
веден, тиражирован и распространен в качестве официального издания
без разрешения МПС России

Содержание

1 Область применения.....	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Общие положения	2
4 Правила проектирования	5
5 Порядок расчета	16
Приложение А Технология изготовления сопрягаемых поверхностей.....	35
Приложение Б Требования к сборке и демонтажу соедине- ний	44
Приложение В Примеры расчетов и оформления чертежей конических соединений	57

СТАНДАРТ ОТРАСЛИ

Расчет и проектирование конических соединений с гарантированным натягом, применяемых в конструкциях локомотивов и путевых машин.
Методические указания

Дата введения 1997-07-01

1 Область применения

Настоящий стандарт распространяется на конические соединения с гарантированным натягом (КСГН) с конусностью "С" от 1:20 до 1:100 по ОСТ 24.048.13, изготавливаемые из конструкционных сталей и имеющие средний диаметр от 35 до 250 мм по ОСТ 24.048.11 с отношением длины посадки к среднему диаметру в пределах от 0,6 до 1,5.

Стандарт устанавливает правила расчета, проектирования, изготовления, монтажа и демонтажа КСГН. Стандарт является обязательным к применению в организациях и на предприятиях, связанных с изготовлением, проектированием, эксплуатацией узлов с гарантированным натягом в конструкциях локомотивов и путевых машин.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:
ГОСТ 9.306-85 ЕСЗКС. Покрyтия металлические и неметаллические неорганические. Обозначения

ГОСТ 32-74 Масла турбинные

ГОСТ 1050-88 Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия

ГОСТ 4543-71 Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия

ГОСТ 5950-73 Прутки и полосы из инструментальной легированной стали. Технические условия

ГОСТ 6286-73 Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплетками неармированные. Технические условия

ГОСТ 8593-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов

ГОСТ 8908-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов

ГОСТ 11654-90 Станки круглошлифовальные. Основные параметры и размеры. Нормы точности

ГОСТ 14034-74 Отверстия центровые. Размеры
 ГОСТ 20799-88 Масла промышленные. Технические условия
 ГОСТ 21743-76 Масла авиационные. Технические условия
 ГОСТ 24643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски, формы и расположение поверхностей. Числовые значения
 ГОСТ 25347-82 Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП.
 Поля допусков и рекомендуемые посадки
 ОСТ 24.048.11-80 Нормальные линейные размеры и поля допусков предпочтительного применения в тепловозостроении и путевом машиностроении
 ОСТ 24.048.13-82 Нормальные конусности, применяемые в тепловозостроении и путевом машиностроении

3 Общие положения

3.1 Техничко-экономическая характеристика конических соединений

3.1.1 КСГН в сравнении со шпоночными и шлицевыми соединениями имеют следующие преимущества:

- возможность более точного регулирования и контроля диаметрального натяга (по измерению базорасстояния Z_e , Z_L , рисунок 1), от которого зависит прочность и надежность соединения;
- самоцентрирование соединяемых деталей;

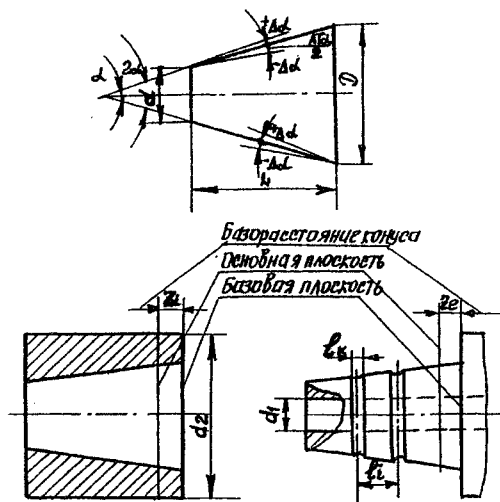


Рисунок 1 - Элементы, углы конуса КСГН

- удобство и простоту разборки с помощью нагнетания масла в зону соединения ("гидросъема"), при которой исключается необходимость приложения значительных внешних осевых нагрузок при демонтаже механическими средствами;

- практически полную сохранность сопрягаемых поверхностей в процессе тепловой или гидропрессовой сборки, а также при демонтаже с помощью "гидросъема", что позволяет неоднократно производить сборку и демонтаж соединений без дополнительной механической обработки и пригонки соединяемых деталей;

- повышение усталостной прочности валов (примерно в 1,5 раза) по сравнению с прочностью валов у неподвижных шпоночных или шлицевых соединений;

- снижение трудоемкости изготовления и эксплуатационных расходов в сравнении со шлицевыми соединениями.

3.1.2 КСГН присущи следующие недостатки:

- в сравнении с прессовыми цилиндрическими соединениями они требуют более высокой точности исполнения и применения специальных материальных средств при контроле конусов;

- в сравнении со шлицевыми соединениями сборка и демонтаж КСГН сложнее из-за необходимости применения гидропрессового оборудования.

3.2 Основные термины и обозначения КСГН

3.2.1 Применяемые в настоящем стандарте термины и обозначения КСГН приведены в таблице 1.

Таблица 1

Термин, определение, размерность	Буквенное обозначение и формулы для расчета
1	2
1 Диаметр большего и меньшего основания конуса (рисунок 1), мм	D, d
2 Длина конуса (рисунок 1), мм	l
3 Средний диаметр КСГН, мм	d_{cp}
4 Диаметр внутренней поверхности охватываемой детали (рисунок 1), мм	d_1

1	2
5 Диаметр наружной поверхности охватывающей детали, мм	d_2
6 Основная плоскость - плоскость поперечного сечения конуса, в которой задается номинальный диаметр конуса. Базовая плоскость - плоскость, перпендикулярная к оси конуса и служащая для определения относительного положения сопрягаемых деталей КСГН (рисунок 1). Базорасстояние конуса - расстояние между основной и базовой плоскостями, мм для наружного конуса для внутреннего конуса	Z_c Z_i
7 Длина КСГН. Расстояние по оси между крайними точками контакта после сборки соединения, мм	l
8 Номинальный угол уклона, градус	α
9 Конусность. Отношение разности диаметров двух поперечных сечений конуса к расстоянию между ними по ГОСТ 8593	$c = \frac{D-d}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha / 2$
10 Ширина маслораспределительной канавки (рисунок 1), мм	l_k
11 Расстояние между маслораспределительными канавками (рисунок 1), мм	l_i
12 Количество маслораспределительных канавок	i
13 Минимальный и максимальный технологические диаметральные натяги соединения, мкм	$\delta_{\min} = \delta(1-K_y) + \delta_n + \delta_{cm}$ $\delta_{\max} = \delta_{\min} + \delta_g$

4 Правила проектирования

4.1 Термины, обозначения и формулы для расчета КСГН

4.1.1 Термины, обозначения и формулы для расчета КСГН, используемые в настоящем стандарте при проектировании и разработке технологии изготовления КСГН, приведены в таблице 2.

Таблица 2

Термин, определение, размерность	Буквенное обозначение	Формулы для расчета и исходные данные
1	2	3
1 Расчетная длина соединения, мм	ℓ_p	$\ell_p = \ell - \ell_k \cdot i$
2 Допуск угла $\Delta\alpha$, секунда. Зависит от степени точности и принимается одинаковым по абсолютной величине для сопрягаемых деталей (рисунок 1). Располагается в плюс в минус симметрично относительно номинального угла, где $AT\alpha$ - допуск угла конуса (разность между наибольшим и наименьшим предельными углами конуса) по ГОСТ 8908	$+\Delta\alpha$ $-\Delta\alpha$ $\pm\Delta\alpha$	$\Delta\alpha = +\frac{AT\alpha}{2}$ $\Delta\alpha = -\frac{AT\alpha}{2}$ $\Delta\alpha = \pm\frac{AT\alpha}{4}$
3 Расчетный диаметральный натяг, необходимый для передачи расчетных нагрузок, мкм: в общем случае при сплошном вале	δ	$\delta = \frac{P \cdot d_{cp} (a_1 + a_2)}{E} \cdot 10^3$ $\delta = \frac{P \cdot d_{cp} \cdot b_2}{E} \cdot 10^3$
4 Снижение диаметрального натяга, мкм вызываемое: предельными допускаемыми отклонениями диаметров,	δ_g	Таблица 7

Продолжение таблицы 2

1	2	3
снятием микронеровностей, погрешности формы сопрягаемых поверхностей, неравномерным упругопластическим деформированием охватывающей детали	δ_n δ_s	$\delta_{сн} = 0,17p$ при $P \leq 20 \text{ МПа}$ $\delta_{сн} = 1,2(R_{z1} + R_{z2})$ при $p > 20 \text{ МПа}$ Таблица 6 формула 31
5 Коэффициент снижения расчетного диаметрального натяга вследствие погрешности углов конуса: при упругом деформировании материала, при упругопластическом деформировании материала	K_y K_{yo}	$K_y = 1 - \Delta \alpha \frac{l}{d} \cdot 10^{-3}$ Таблица 10
6 Расчетный осевой натяг конического соединения, мм	S	$S = \frac{\delta}{C} \cdot 10^{-3}$
7 Минимальный, задаваемый в чертеже, осевой натяг, мм	S_{min}	$S_{min} = \frac{\delta_{min}}{C} \cdot 10^{-3}$
8 Осевой натяг соединения, соответствующий началу пластических деформаций по всей длине охватывающей детали, мм	$S_{пл.}$	$S_{пл.} = 0,266 \cdot d_{ср} \cdot \sigma_T$
9 Допуск на осевой натяг, мм	ΔS	$\Delta S = \left(\frac{\delta_{max} - \delta_{min}}{C} + \frac{15 \dots 20}{C} \right) \cdot 10^{-3}$ 15 - для нового станочного оборудования 20 - для изношенного
10 Высоты неровностей профиля шероховатости поверхностей по десяти точкам соответственно сопрягаемых деталей. Зависят от шероховатости, мкм	R_{z1}, R_{z2}	п. 4.3.3 при $R_z = 5R_a$

Продолжение таблицы 2

1	2	3
11 Давление от натяга, действующее по нормали к поверхностям сопряжения деталей, МПа: в общем случае при сплошном вале при δ_{max}	p	$p = \frac{E \cdot \delta}{\alpha_{cp} (a_1 + a_2) \cdot 10^3}$ $p = \frac{E \cdot \delta}{\alpha_{cp} \cdot b_2 \cdot 10^3}$ формулы (17, 18)
12 Давление масла, необходимое для демонтажа КСГН, МПа	p_m	$p_m = - 2p_{max}$
13 Температура нагрева охватываемой детали при тепловом способе монтажа соединений (должна быть не выше температуры, вызывающей структурные изменения в металле нагреваемой детали), °С	t	$t = t_0 + \beta \frac{\delta_{max}}{\alpha_{cp} \cdot d \cdot 10^6} + t_k$
14 Температура охватываемой детали (или окружающей среды, где находилась деталь перед сборкой), °С	t_0	
15 Температура ожидаемого охлаждения детали во время сборки, °С	t_k	Принимается от 10 до 30°С в зависимости от условий производства
16 Коэффициент, учитывающий необходимый зазор при посадке в горячем состоянии, который примерно должен соответствовать зазору посадки	β	$\beta = 1,1 - 1,3$
17 Коэффициент линейного расширения материала охватываемой детали. Для стали может быть принят равным $12 \cdot 10^{-6}$, 1/градус	α_{cp}	

Окончание таблицы 2

1	2	3
18 Усилие запрессовки, Н	F	$F = \pi \cdot d_{ср} \cdot l \cdot p (f + t_{гд})$
19 Кинематическая вязкость масла, применяемого для монтажа-демонтажа КСГН гидропрессовым способом (при 50°C), сСт	ν_{50}	

4.2 Выбор конструктивных параметров

4.2.1 При проектировании КСГН наряду с определением натяга как основного параметра значительное внимание должно быть уделено выбору конусности, габаритных размеров и конструктивному оформлению масло-распределительных канавок и маслоподводящих каналов.

4.2.2 От величины конусности зависят габариты конструкции, прочность посадок при статических и динамических нагрузках, степень сложности монтажа соединений, точность замеров параметров соединения и удобства накатывания валов роликами.

4.2.2.1 Оптимальной следует считать конусность 1:50. Эти соединения имеют малый перепад диаметров, легко демонтируются, обладают прочностью близкой к цилиндрическим посадкам, позволяют осуществлять в производстве эффективный контроль натягов и применять приспособления для накатывания роликами, используемые для упрочнения цилиндрических поверхностей.

4.2.3 Исходя из удобства контроля, конструктивных и экономических соображений, рекомендуется ограничить диаметр большего основания конуса. Диаметры большего основания конуса рассчитываются по средним диаметрам, приведенным в таблице 3 согласно ОСТ 24.048.11.

Таблица 3

Рекомендуемые средние диаметры $d_{ср}$, мм						
36	56	80	100	125	160	200
40	60	85	105	130	170	210
45	67	90	110	140	180	220
50	75	95	120	150	190	240

4.2.4 Длина КСГН выбирается в зависимости от среднего диаметра, габаритных ограничений конструкции, технологических возможностей оборудования и измерительных средств. Отношение $l/d_{ср}$ обычно принимается в пределах 0,6-1,5. В некоторых случаях из конструктивных соображений, не вызываемых прочностью соединений, возможно $l/d_{ср}$ до 2,5.

4.2.5 Оптимальная ширина канавок находится в пределах от 4 до 10 мм и выбирается в зависимости от длины соединения. Рекомендуется использовать таблицу 4.

Таблица 4

Длина соединения l , мм	Канавка	
	l_k , мм	R, мм
От 40 до 80	4	4
От 80 до 120	6	6
От 120 до 160	8	12
Св. 160	10	15

4.2.5.1 Рекомендуемое исполнение маслораспределительной канавки дано на рисунке 2. Обязательным является закругление кромок. Глубина канавки выбирается конструктивно, но должна быть не менее 0,5 мм.

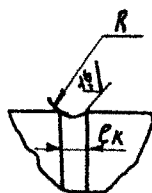


Рисунок 2 - Канавка маслораспределительная

4.2.5.2 В КСГН может применяться несколько маслораспределительных канавок. Увеличение количества канавок целесообразно при необходимости снижения давления масла при гидросъеме или возникающих напряжений от давления масла. Количество канавок определяется в зависимости от $l/d_{ср}$. Ориентировочно рекомендуется при $1,5 < l/d_{ср} \leq 2,5$ выполнять две канавки; при $l/d_{ср} \leq 1,5$ - одну канавку.

4.2.5.3 Подачу масла можно осуществлять в каждую канавку или в одну из них, которая сообщается с другими продольными каналами. Продольные каналы могут располагаться на поверхности конуса или внутри деталей. В последнем случае необходимы дополнительные радиальные отверстия.

4.2.6 Расположение, форма и размеры резьбового отверстия для подвода масла должны соответствовать указанным на рисунках 3-5.

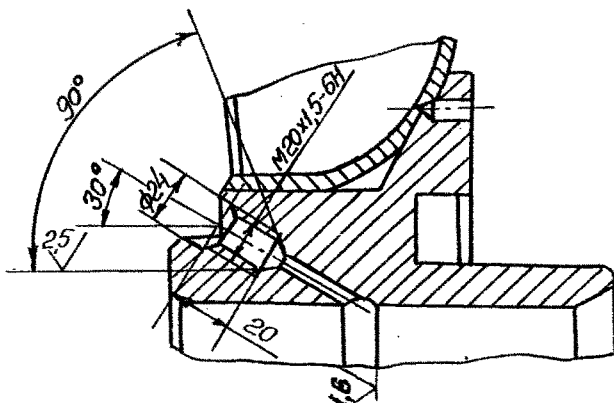


Рисунок 3 - Отверстие резьбовое в ступице

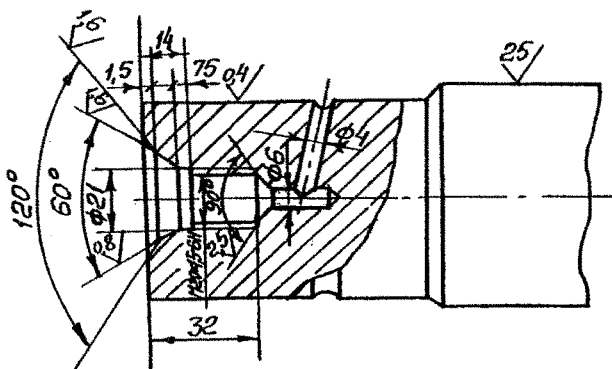


Рисунок 4 - Отверстие резьбовое в сплошном валу

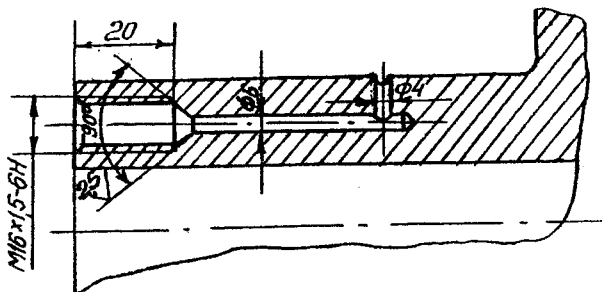


Рисунок 5 - Резьбовые отверстия в полом валу

Резьбовые отверстия должны обеспечивать:

- достаточную прочность резьбы;
- сохранность центровочных фасок;
- достаточную плотность при нагнетании масла.

4.2.6.1 Если резьба в отверстии не используется для создания осевых усилий, то применяются резьбы М16х1,5-6Н.

4.2.6.2 Если резьба в отверстии используется для создания осевых усилий при гидропрессовом методе сборки, то из условий прочности применяются резьбы диаметрами М24х1,5-6Н, М27х2-6Н или М30х2-6Н.

4.2.6.3 При расположении двух соединений на одном валу целесообразно использование одного резьбового отверстия для подвода масла к двум соединениям (рисунок 6). В этом случае уплотнение в резьбе обеспечивается резиновым кольцом, вставляемым в специальные проточки, а распределение масла по соединениям обеспечивается штуцерами согласно Б.11. При необходимости, исходя из конкретных условий работы КСГН и особенностей конструкции машины, уплотнительными кольцами может быть укомплектовано гидропрессовое оборудование.

4.2.6.4 Принятый диаметр резьбы проверяется из условия прочности закручиваемого в него винта и витков резьбы на срез.

4.2.7 Диаметры радиальных маслоподводящих каналов принимаются равными от 4 до 6 мм и не должны превышать ширины маслораспределительных канавок.

4.2.8 Если к маслоподводящим каналам имеется доступ с внешней стороны изделия, то с целью сохранности резьбы и предупреждения за-

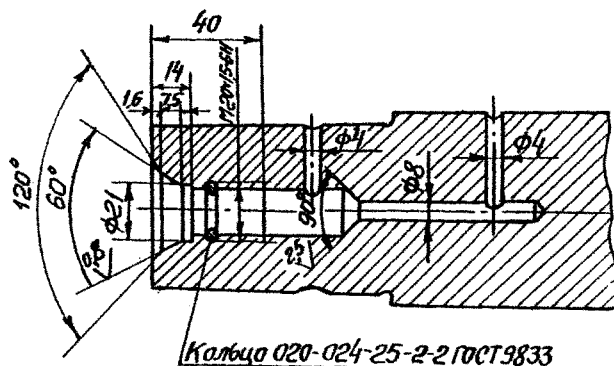


Рисунок 6 - Подвод масла к двум КСГН

сорений каналов в период эксплуатации в гнезда устанавливаются заглушки.

4.3 Допускаемые отклонения формы конических поверхностей, расчетных диаметров и диаметральных натягов и основные требования к точности их изготовления

4.3.1 К сопрягаемым поверхностям КСГН должны предъявляться требования по точности среднего диаметра, выполнения угла конуса заданной степени точности, обеспечения заданной шероховатости поверхности и макрогеометрии.

4.3.2 Отмеченные в 4.3.1 факторы определяют предельные величины натягов $\sigma_{\min}$ и $\sigma_{\max}$ (таблица 1).

4.3.2.1 Основой для определения степени точности конусов КСГН служит величина K_y , учитывающая влияние угловых отклонений на прочность соединений. Рекомендуемые значения допуска угла конуса $\Delta \alpha$ при различных σ и K_y помещены в таблице 5.

Допускаемые отклонения углов уклона определяются также системой допусков на углы по ГОСТ 8908. При этом степень точности выбирается из условия обеспечения эксплуатационных показателей соединений $0.6 \leq K_y < 1$.

Таблица 5

Интервал размеров отношения $10 \ell/\delta$, мм/мкм	Допуск угла уклона $\Delta\alpha$, секунда			
	$K_y = 0,9$	$K_y = 0,8$	$K_y = 0,7$	$K_y = 0,6$
До 2,5	40 *	120 *	200	240
Св. 2,5 до 3,25	30 *	100 *	140	200
"3,25" 4,00	25 *	50 *	120	140
"4,00" 5,00	20 *	40 *	100 *	120
"5,00" 6,25	16 *	32 *	50 *	100
"6,25" 8,00	12	25 *	40 *	50 *
"8,00" 10,00	10	20 *	32 *	40 *
"10,00" 13,00	8	16 *	25 *	32 *
"13,00" 17,00	6	12 *	20 *	25 *
"17,00" 21,00	5	10	16 *	20 *
"21,00" 25,00	4	8	12 *	16 *
* Значения предпочтительного применения				

Выбор степени точности осуществляется таким образом, чтобы допускаемые отклонения углов уклона $\Delta\alpha$ были меньше предельных углов уклона $\Delta\alpha$ пред., соответствующих коэффициенту K_y . Значение $\Delta\alpha$ пред. определяется по зависимости:

$$\Delta\alpha \text{ пред.} = (1 - K_y) 10^3 \delta / \ell \quad (1)$$

При $K_y = 0,6$ требуемую степень точности для симметричного и одностороннего поля допуска удобно определять по зависимостям, изображенным на рисунках 7 и 8. Здесь сплошными линиями показана зависимость $\Delta\alpha \text{ пред.} = f(\ell)$ для различных натягов δ , а штриховыми $\Delta\alpha = f(\ell)$ для 5-12-й степени точности по ГОСТ 8908, где ℓ — длина, соответствующая верхним значениям интервалов длин. Точки пере-

сечения кривых предельных и допустимых углов уклона определяют длины соединений и величину натягов, при которых возможна самая низкая степень точности.

Так, для соединения длиной $\ell = 180$ мм и с натягом $\delta = 320$ мм допустимая степень точности равна 10.

Выбор более высокой точности соединения обуславливается его прочностью, экономической целесообразностью и технологическими возможностями оборудования.

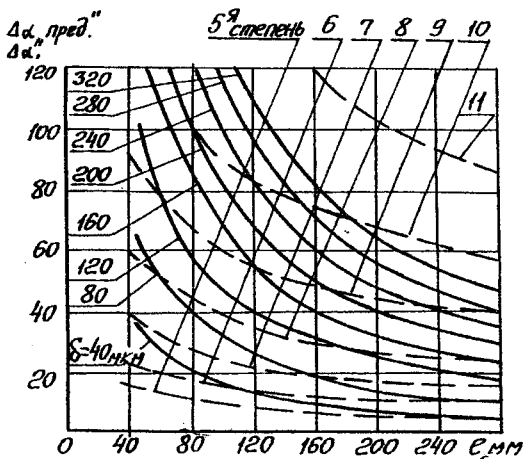


Рисунок 7 Отклонение углов уклона при одностороннем поле допуска

Точность исполнения конусов рекомендуется давать с 5 по 10 степень точности для одностороннего и с 7 по 12 степень точности для симметричного поля допусков по 4.3.2.1 (ГОСТ 8908). Определение погрешности конуса в зависимости от степени точности соединения проводится в соответствии с ГОСТ 8908. Табличные значения отклонений для различных значений длины и степени точности аппроксимируются в виде алгебраической зависимости:

$$\Delta = [h_0 + (\ell - \ell_0) \frac{\Delta H}{\Delta \ell}] \cdot 10^{-3} \quad , \text{ мм} \quad (2)$$

где $h_o, l_{то}$ - минимальный допуск и длина соединения в интервалах определенных ГОСТ 8908, мм

ΔH - изменение допуска в интервале, мм

Δl - ширина интервала, мм

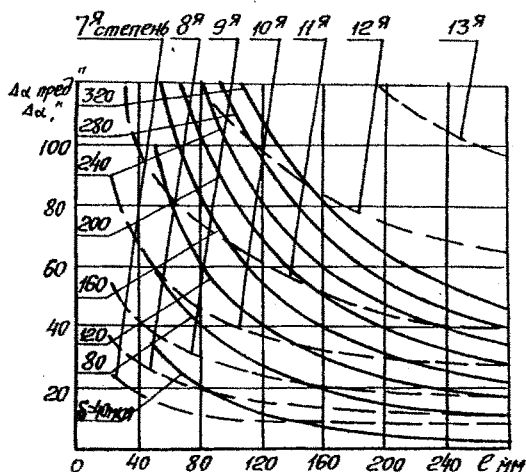


Рисунок 8 - Отклонение углов уклона при симметричном поле допуска

4.3.2.2 Для удобства контроля угловые отклонения могут быть выражены линейными размерами в мкм на 100 мм длины конуса на основании зависимости, по которой отклонение разности диаметров в 1 мкм соответствует отклонению угла уклона в 1", а угла конуса в 2".

4.3.3 Шероховатость сопрягаемых поверхностей рекомендуется задавать в пределах параметра R_a от 0,4 до 1,6 мкм.

4.3.4 Снижение натяга, вызываемое погрешностью формы сопрягаемых поверхностей δ_n , устанавливается в зависимости от величины среднего диаметра конуса в соответствии с таблицей 6.

Таблица 6

$d_{ср}$, мм	От 35 до 50	От 50 до 100	Св. 100
δ_n , мм	От 11 до 15	От 15 до 20	От 20 до 30

4.3.4.1 Показателем правильности формы, так же как и угла конуса, является площадь пятна контакта у сопрягаемых деталей, которая в первом приближении может быть определена по краске. Для КСГН, обработанных шлифованием с шероховатостью от 0,4 до 1,6 мкм, погрешнос-

ти формы считаются допустимыми, если пятна контакта составляют не менее 75% расчетной площади сопряжения. При этом во время проверки по краске пятна контакта должны располагаться сплошными кольцевыми поясами с обеих сторон маслораспределительных канавок. Толщина слоя краски должна не превышать 6-10 мкм. Контроль ее может быть осуществлен по величине изменения взаимного осевого положения деталей до и после нанесения слоя краски или по цвету (Приложение А).

4.3.5 Допуски на расчетные диаметры КСГН назначаются по системе отверстия. Допуск на расчетный диаметр отверстия задается по 6-му или 7-му квалитетам по ГОСТ 25347. Допуск на расчетный диаметр вала подбирается исходя из минимального и максимального допустимых натягов.

Допуск диаметрального натяга зависит от расчетного диаметра и прочности сопрягаемых деталей. Минимальную величину допуска на расчетный диаметр следует принимать равной допуску на средний диаметр соединения, который приведен в таблице 7.

4.3.6 В соответствии с допускаемыми отклонениями диаметральных натягов определяется указываемое в чертеже отклонение на осевой натяг, которое вычисляется по формуле в соответствии с таблицей 2 пункт 9.

Таблица 7

d_{cp} , мм	От 35 до 50	От 51 до 100	От 101 до 150	Св. 150
δ_g , мкм	30	40	50	60

5 Порядок расчета

5.1 Исходные данные

5.1.1 Исходные данные, используемые в настоящем стандарте при проектировании и расчете КСГН, приведены в таблице 8.

Таблица 8

Термин, обозначение, размерность	Буквенное обозначение	Формула для расчета и исходные данные
1	2	3
1 Среднее значение крутящего момента. Н·м	M_m	
2 Амплитудное значение		

Продолжение таблицы 8

1	2	3
крутящего момента, определяемое как наибольшее отклонение от среднего значения, Н·м	M_a	
3 Суммарное значение крутящего момента, Н·м	M	$M = M_a + M_m$
4 Среднее значение переменной осевой нагрузки, кН	N_m	
5 Амплитудное значение переменной осевой нагрузки, определяемое как наибольшее отклонение от среднего значения, кН	N_a	
6 Суммарное значение осевой нагрузки, кН	N	$N = N_a + N_m$
7 Амплитудное значение изгибающего момента, действующего на вал у торца охватываемой детали, Н·м	M_b	
8 Запас прочности соединения	n	5.2.5
9 Максимальный крутящий момент, передаваемый КСГН при условии упругого деформирования стыка, Н·м	M_y	формулы (9 и 13)
10 Максимальный крутящий момент, передаваемый КСГН при условии упругопластического деформирования стыка и начале локального скольжения в его наиболее нагруженной части, Н·м	$M_{ск}$	формулы (14,15)

Продолжение таблицы 8

1	2	3
11 Коэффициент трения. Зависит от способа сборки соединений и шероховатости поверхности:		
при работе соединения,	f	Таблица 9
в процессе сборки гидродавлением,	f _з	f _з = 0,15-0,20
при упругом деформировании	f _у	Таблица 9
12 Коэффициенты, учитывающие влияние на прочность КСГН:		
переменного изгиба,	m ₁ , m ₂	$m_1 = 1 + \frac{16 \cdot \gamma \cdot M \sigma}{M}$ $m_2 = 1 + \frac{32 \cdot \gamma \cdot M \sigma}{N \cdot d_{cp}}$
действие продольных сил,	y	$y = \sqrt{1 + \frac{N \cdot d^2}{2M}}$
характер изгиба вала,	y	5.2.3
касательную контактную податливость при упругом и упругопластическом деформировании стыка, мкм/МПа,	K _т , K _{тпл}	Таблица 9
радиальную жесткость КСГН	a ₁ a ₂ b ₂	$a_1 = [1 + (\frac{d_1}{d_{cp}})^2] / [1 - (\frac{d_1}{d_{cp}})^2]$ $a_2 = [1 + (\frac{d_{cp}}{d_2})^2] / [1 - (\frac{d_{cp}}{d_2})^2]$ $b_2 = 2 / [1 - (d_{cp}/d_2)^2]$
13 Амплитудное значение переменных напряжений, МПа:		
возникающих на поверхности вала у торца охватываемой детали от изгиба,	σ _a	$\sigma_a = \frac{M \sigma \cdot 10^{-6}}{0,1 \cdot d^3}$
возникающих на контактной поверхности охватываемой детали от кручения	τ _a	$\tau_a = \frac{M a \cdot 10^{-6}}{0,196 \cdot d^3}$

Продолжение таблицы 8

1	2	3
14 Суммарное и среднее напряжения от кручения на сопрягаемой поверхности охватываемой детали, МПа	τ, τ_m	$\tau = \tau_m + \tau_a$
15 Предельное касательное напряжение в стыке, соответствующее предельным упругим смещениям, МПа	τ_y	Таблица 9
16 Наибольшее касательное контактное напряжение в стыке КСГН, МПа	τ_{max}	Таблица 9
17 Тангенциальное напряжение, возникающее на контактной поверхности охватываемой детали, МПа: от давления масла в зоне маслораспределительной канавки, от наибольшего натяга	σ_{tm} σ_t	Формула (20) $\sigma_t = p_{max} \frac{d_2^2 + d_{cp}^2}{d_2^2 - d_{cp}^2}$
18 Радиальные напряжения в охватываемой детали, возникающие от наибольшего натяга, МПа	σ_r	$\sigma_r = -p_{max}$
19 Тангенциальные и радиальные напряжения, возникающие на контактной поверхности охватываемой детали при наибольшем натяге, МПа: для сплошной детали, для полый детали	σ_{tb}, σ_{rb} σ_{tb}	$\sigma_{tb} = \sigma_{rb} = -p_{max}$ $\sigma_{tb} = p_{max} \frac{d_{cp}^2 + d_1^2}{d_{cp}^2 - d_1^2}$ $\sigma_{rb} = -p_{max}$

1	2	3
20 Наибольшее тангенциальное напряжение на внутренней поверхности охватываемой детали, возникающее при демонтаже соединения, МПа	σ_{tmax}	формула (19)
21 Радиальное напряжение на контактной поверхности охватываемой детали при нагнетании масла в соединение, МПа	σ_{rmax}	$\sigma_{rmax} = -2p_{max}$
22 Тангенциальное напряжение, возникающее на сопрягаемой поверхности охватываемой детали при нагнетании масла в соединение, МПа	σ_{tbmax}	формула (22)
23 Радиальное напряжение на контактной поверхности охватываемой детали при нагнетании масла в соединение, МПа	σ_{rbmax}	формула (21)
24 Наибольшее приведенное (эквивалентное) напряжение деталей КСГН, МПа	$\sigma_{эkv}$	формулы (24-28)
25 Пределы текучести материалов охватываемой и охватываемой деталей, МПа	σ_t, σ_{tb}	
26 Модуль упругости материала сопрягаемых деталей, МПа	E	для стали $E=2 \cdot 10^5$
27 Модуль сдвига, МПа	G	для стали $G = 8 \cdot 10^4$

5.2 Условия прочности соединения.

5.2.1 Давление, обеспечивающее прочность соединения:
при передаче крутящего момента

$$p = \frac{2 \cdot M}{\pi \cdot d_{cp}^2 \cdot \ell_p \cdot f} \gamma \cdot m_1 \cdot n \cdot 10^3, \quad (3)$$

при передаче осевой нагрузки

$$p = \frac{N}{\pi \cdot d_{cp}^2 \cdot \ell_p (f \pm t_g \alpha)} m_2 \cdot n \cdot 10^3 \quad (4)$$

где знак + (-) соответствует усилию, направленному в сторону запрессовки (распрессовки).

5.2.2 Статические напряжения изгиба, имеющие величину, соответствующую упругим деформациям соединяемых деталей, на прочность сопряжений в осевом и окружном направлениях влияния не оказывают.

5.2.3 Величина γ зависит от вида нагружения КСГН переменным изгибом и для конусности от 1:20 до 1:100 включительно равна:

$\gamma = 0,08$ при консольном изгибе (рисунок 9а), $\gamma = 0,05$ при двустороннем изгибе вала (рисунок 9б).

5.2.4 Коэффициент трения f зависит от вида сборки (Приложение Б), шероховатости поверхности, твердости сопрягаемых деталей и др. Для соединений, изготовленных из конструкционных сталей с твердостью от 210 до 340 НВ и шероховатостью поверхности от 0,4 до 1,6 мкм коэффициент трения принимается по таблице 9.

5.2.5 Запас прочности n принимается:

- от 1,3 до 1,5 - при достоверных значениях нагрузок;
- от 1,5 до 1,8 - при отсутствии достоверных значений нагрузок.

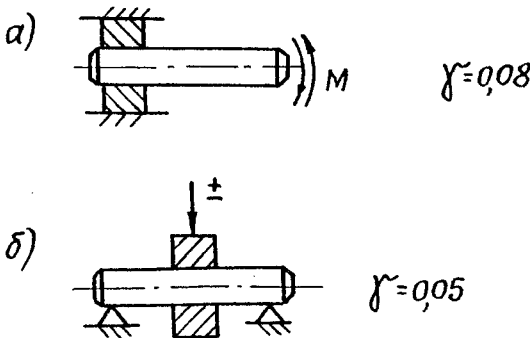


Рисунок 9 - Схема нагружения вала консольным и двусторонним изгибом

Таблица 9

Технологическая подготовка сопрягаемых поверхностей и способы сборки	Характеристика стыка					
	σ_y , МПа	σ_{max} , МПа	f_y	f	K_{σ} , мм/МПа	$K_{\sigma_{пл}}$, мм/МПа
1 Шлифованный вал и втулка, 1-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$1,1+0,16P$	$0,9+0,24P$	$0,16+1,1/P$	$0,24+0,9/P$	0,207	1,83
2 Шлифованный вал и втулка, 1-я сборка путем охлаждения охватываемой детали	$0,3+0,18P$	$0,9+0,27P$	$0,18+0,3/P$	$0,27+0,9/P$	0,184	1,75
3 Шлифованный вал и втулка, Гидропрессовая сборка с применением масла МС-20 ГОСТ 21743	$-23,7+2,236 \ln P$	$-37,3+12,76 \ln P$	$8,236 \frac{\ln P}{P} - \frac{23,7}{P}$	$12,76 \frac{\ln P}{P} - \frac{23,7}{P}$	0,227	2,00
4 Азотированный вал, втулка шлифованная, 1-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$1,4+0,21P$	$1,2+0,32P$	$0,21+1,4/P$	$0,32+1,2/P$	0,121	1,41
5 Азотированный вал, втулка шлифованная, 2-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$0,8+0,18P$	$3+0,24P$	$0,18+0,8/P$	$0,24+3/P$	0,163	1,43
6 Азотированный вал, втулка шлифованная, 2-я гидропрессовая сборка с применением масла МС20 ГОСТ 21743	$-24,2+2,8 \ln P$	$-37,3+13,76 \ln P$	$8,2 \frac{\ln P}{P} - \frac{24,2}{P}$	$13,76 \frac{\ln P}{P} - \frac{37,7}{P}$	0,163	1,43
7 Оксидированный вал, втулка шлифованная, 1-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$1,3+0,2P$	$0,6+0,35P$	$0,2+1,3/P$	$0,35+0,6/P$	0,287	2,07

Продолжение таблицы 9

Технологическая подготовка сопрягаемых поверхностей и способы сборки	Характеристика стыка					
	σ_y , МПа	$\sigma_{\text{нм}}$, МПа	f_y	f	K_T , мкм/МПа	$K_{T_{\text{нм}}}$, мкм/МПа
8 Оксидированный вал, втулка шлифованная. 1-я гидропрессовая сборка с применением масла "Турбинное Т22" ГОСТ 32	$4,5+0,16P$	$3+0,31P$	$0,16+4,5/P$	$0,31+3/P$	0,301	2,05
9 Оксидированный вал, втулка шлифованная. 1-я гидропрессовая сборка с применением масла МС-20 ГОСТ 21743	$-18,2+7,8 \frac{\ln P}{P}$	$-20,6+9,5 \frac{\ln P}{P}$	$7,8 \frac{\ln P}{P} - \frac{18,2}{P}$	$9,5 \frac{\ln P}{P} - \frac{20,6}{P}$	0,301	2,05
10 Цинковое покрытие вала толщиной от 6 до 12 мкм, втулка шлифованная. 1-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$2,03+0,19P$	$4,9+0,23P$	$0,19+2,3/P$	$0,23+4,9/P$	0,231	1,32
11 Цинковое покрытие вала толщиной от 6 до 12 мкм, втулка шлифованная. 2-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$4,6+0,14P$	$5,2+0,2P$	$0,14+4,6/P$	$0,2+5,2/P$	0,226	1,34
12 Цинковое покрытие вала толщиной от 6 до 12 мкм, втулка шлифованная. 2-я гидропрессовая сборка с применением масла МС-20 ГОСТ 21743	$-20,4+8 \frac{\ln P}{P}$	$-22,3+9,6 \frac{\ln P}{P}$	$8 \frac{\ln P}{P} - \frac{20,4}{P}$	$9,6 \frac{\ln P}{P} - \frac{22,3}{P}$	0,226	1,34
13 Цинковое покрытие вала толщиной от 25 до 35 мкм, втулка шлифованная. 1-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$2,7+0,14P$	$4,4+0,17P$	$0,14+2,7/P$	$0,17+4,4/P$	0,221	2,69

Технологическая подготовка сопрягаемых поверхностей и способы сборки	Характеристика стыка					
	σ_y , МПа	τ_{max} , МПа	f_y	f	K_E , мкм/ МПа	$K_{E_{пл}}$, мкм/ МПа
14 Цинковое покрытие вала толщиной от 25 до 35 мкм, втулка шлифованная. 2-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$2,6+0,13P$	$4,6+0,18P$	$0,13+2,6/P$	$0,18+4,6/P$	0,208	2,12
15 Цинковое покрытие вала толщиной от 25 до 35 мкм, втулка шлифованная. 2-я гидропрессовая сборка с применением масла МС-20 ГОСТ 21743	$-5,35 +$ $+3,76P$	$-7,47 +$ $+5,46P$	$3,7 \frac{6P}{P} -$ $- \frac{5,35}{P}$	$5,4 \frac{6P}{P} -$ $- \frac{7,47}{P}$	0,208	2,12
16 Кадмиевое покрытие вала толщиной от 4 до 12 мкм, втулка шлифованная. 1-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$4,9+0,13P$	$5,5+0,17P$	$0,13+4,9/P$	$0,17+5,5/P$	0,214	2,04
17 Кадмиевое покрытие вала толщиной от 5 до 12 мкм, втулка шлифованная. 2-я сборка путем нагрева охватываемой детали.	$6,4+0,09P$	$7,1+0,14P$	$0,09+6,4/P$	$0,14+7,1/P$	0,233	2,31
18 Кадмиевое покрытие вала толщиной от 4 до 12 мкм, втулка шлифованная. 2-я гидропрессовая сборка с применением масла МС-20 ГОСТ 21743	$-7,52+3,16P$	$-3,9+4,66P$	$3,1 \frac{6P}{P} -$ $- \frac{7,52}{P}$	$4,6 \frac{6P}{P} -$ $- \frac{3,9}{P}$	0,233	2,31
19 Шлифованные поверхности. Перед сборкой на вал нанесена полиметилсилоксановая жидкость МПС-150. 1-я сборка путем нагрева охватываемой детали	$2,4+0,15P$	$3,4+0,23P$	$0,15+2,4/P$	$0,23+3,4/P$	0,206	1,86

5.2.6 В случае консольного изгиба вала (рисунок 10а) при определенных значениях может произойти распрессовка КСГН только от воздействия переменного изгибающего момента ("самораспрессовка").

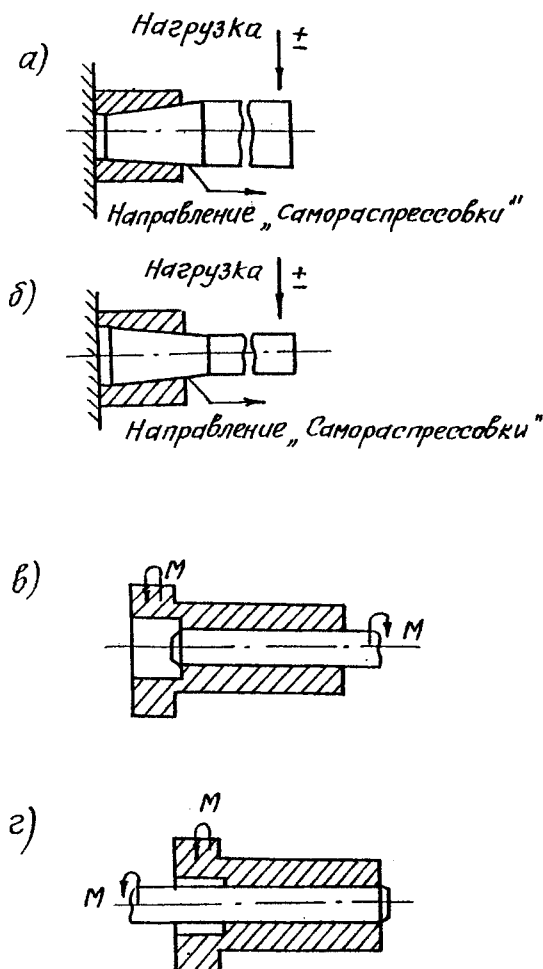


Рисунок 10 - а, б - Схема нагружения консольным изгибом соединения с прямой и обратной конусностью
в, г - Схема нагружения соединения крутящим моментом

Условием отсутствия "самораспрессовки" для случая приложения силы со стороны большего основания конуса является

$$p \cdot f \geq 0,08 \frac{d_{cp}}{l} \cdot \sigma_a \quad (5)$$

5.2.7 При консольном изгибе и отсутствии скручивающего момента в ряде случаев рекомендуется применять самоупрочняющиеся соединения (рисунок 10б). Такие соединения являются самоупрочняющимися при достижении условий "самораспрессовки". При "самораспрессовке" происходит небольшое смещение в сторону, где прикладывается изгибающая нагрузка или момент и увеличивается натяг, чем обеспечивается дальнейшая прочность посадки.

5.2.8 Конструкция КСГН должна обеспечивать взаимную локальную неподвижность сопрягаемых деталей по всей длине сопряжения под воздействием переменных нагрузок во избежание коррозии, фреттинг-износа, схватывания, пригара или усталостных повреждений.

При действии статических нагрузок локальное проскальзывание в посадках допускается.

Расчет на локальную неподвижность под воздействием переменных нагрузок носит поверочный характер и производится после определения давления в соединении.

При симметричном нагружении КСГН крутящим моментом должно выполняться условие

$$M_a \leq M_y / n \quad (6)$$

При асимметричном знакопеременном нагружении

$$M_m + M_a \leq M_{ск} / n; \quad M_m - M_a \geq - M_y / n \quad (7)$$

При асимметричном знакопостоянном нагружении

$$M_m + M_a \leq M_{ск} / n \quad (8)$$

Для случая приложения крутящего момента с разных сторон от сопрягаемой поверхности (рисунок 10в)

$$M_y = \frac{\pi \cdot d_{cp}^3 \cdot E_y}{2u [C_2 \exp(-u l / d_{cp}) - C_1 \exp(u l / d_{cp})]} \quad (9)$$

$$\text{где } C_1 = \frac{1 + \frac{u}{u'} [\exp(u\ell/d_{cp}) - 1]}{1 + \exp(2u\ell/d_{cp})}; \quad C_2 = \frac{1 + \frac{u}{u'} [\exp(u\ell/d_{cp}) - 1]}{1 - \exp(-2u\ell/d_{cp})}; \quad (10)$$

$$u^2 = \frac{32 \cdot d \cdot d_2^6}{(d_2^4 - d_{cp}^4)(2d_{cp} \cdot d_2^2 - d_{cp}^3 + 4d_2^2 \cdot K_T \cdot G)} \quad (11)$$

$$u_1^2 = \frac{32 \cdot d \cdot d_2^2}{2 \cdot d_{cp} \cdot d_2^2 - d_{cp}^3 + 4d_2^2 \cdot K_T \cdot G} \quad (12)$$

где u, u_1, u' — коэффициенты пропорциональности соответственно при упругом и упругопластическом деформировании стика, причем u' определяется по формуле (11) путем замены K_T на $K_{T_{пл}}$

Для случая приложения крутящего момента с одной стороны от соприкасающихся поверхностей (рисунок 10г)

$$M_y = \frac{\pi \cdot d_{cp}^3 \cdot G_y}{2u} \cdot \frac{[\exp(2u\ell/d_{cp}) - 1]}{[\exp(2u\ell/d_{cp}) + 1]} \quad (13)$$

Величина $M_{ск}$ для приближенных расчетов может приниматься по эмпирической зависимости

$$M_{ск} = (0,22 \dots 0,32) \frac{E \cdot \pi \cdot d \cdot \ell_p \cdot \delta_{min}}{a_1 + a_2} \quad (14)$$

большие значения следует принимать при отношении $d^4/(d_2^4 - d^4)$ близком к единице.

При необходимости более точного определения $M_{ск}$ следует воспользоваться зависимостью, полученной для соединения, показанного на рисунке 10в

$$M_{ск} = M_a \cdot q_1^{q_1} \cdot q_2^{q_2} \cdot q_3^{q_3} \cdot q_4^{q_4} \cdot q_5^{q_5} \cdot q_6^{q_6} \cdot q_7^{q_7} \quad (15)$$

$$\begin{aligned}
 \text{где } M_a &= 68,278 \text{ кН}\cdot\text{м}; \quad q_1 = \frac{d_{cp}^2}{d_o^2}; \quad d_o = 178,5 \text{ мм}; \\
 q_2 &= \frac{d_{cp}}{d_{65}d_2}; \quad q_3 = \frac{l}{1,05 \cdot d_{cp}}; \quad q_4 = \frac{\tau_y}{\tau_o}; \quad \tau_o = 14,6 \text{ МПа}; \\
 q_5 &= \frac{\tau_y}{q_7 \cdot \tau_{max}}; \quad q_6 = \frac{K_{\tau}}{K_{\tau o}}; \quad q_7 = \frac{K_{\tau_{пл}}}{K_{\tau_{пл o}}}; \\
 K_{\tau o} &= 0,215 \text{ мм/МПа}; \quad K_{\tau_{пл o}} = 2,09 \text{ мм/МПа}; \\
 \psi_1 &= 1,32224 + 0,007244 q_1 - 0,04244 q_1^2 + 0,0092 q_1^3 \\
 \psi_2 &= 1,162 - 2,7451 q_2 + 1,8945 q_2^2; \\
 \psi_3 &= 0,20414 - 0,28475 q_3 + 0,10726 q_3^2; \\
 \psi_4 &= 0,9828 + 0,0443 q_4 - 0,026 q_4^2; \\
 \psi_5 &= 1,3338 + 0,4292 q_5 - 0,563 q_5^2; \\
 \psi_6 &= 0,01008 + 0,01674 q_6 - 0,002685 q_6^2; \\
 \psi_7 &= 0,199 + 0,0474 q_7 + 0,00632 q_7^2
 \end{aligned}$$

Для соединения, показанного на рисунке 10г, величина находится из решения системы уравнений:

$$B_1 + B_2 = 0$$

$$\begin{aligned}
 B_1 \exp(u l_1 / d_{cp}) + B_2 \exp(-u l_1 / d_{cp}) &= B_1' \exp(u' l_1 / d_{cp}) + B_2' \exp(-u' l_1 / d_{cp}); \\
 B_2 \exp(u l_1 / d_{cp}) - B_1 \exp(u l_1 / d_{cp}) &= -\frac{\pi \cdot d_{cp}^3}{u} \cdot \tau_y; \\
 B_2' \exp(-u' l_1 / d_{cp}) - B_1' \exp(u' l_1 / d_{cp}) &= -\frac{\pi \cdot d_{cp}^3}{u'} \cdot \tau_y; \\
 B_2' \exp(-u' l_1 / d_{cp}) - B_1' \exp(u' l_1 / d_{cp}) &= -\frac{\pi \cdot d_{cp}^3}{u'} \cdot \tau_{max}; \\
 B_1' \exp(u' l_1 / d_{cp}) - B_2' \exp(-u' l_1 / d_{cp}) &= M_{ск}
 \end{aligned} \tag{16}$$

где l_1 - участок упругопластического деформирования стыка.

Неизвестными здесь являются B_1 , B_2 , B_1' , B_2' , l_1 , $M_{ск}$.

Более высокая несущая способность КСГН получается при относительно тонкостенных втулках с $d_2/d_{ср} < 1,6$, однако их применение иногда сопряжено с трудностями в создании высоких давлений в контакте. В этом случае следует использовать резервы повышения несущей способности, изложенные в 5.4.1.

Выражения для определения σ_y , τ_{max} , f_y , f , $K\tau$, $K\tau_{пл}$ в диапазоне давления от 40 до 120 МПа приведены в таблице 9 для различных способов сборки, покрытий и разнообразной технологической подготовки сопрягаемых поверхностей.

Покрытия выполняются по ГОСТ 9.306.

5.3. Расчеты на прочность соединяемых деталей

5.3.1 Расчет на прочность соединяемых деталей (Приложение В) следует проводить по величине контактного давления:

Для полого вала

$$p_{max} = \frac{E \cdot \delta_{max}}{d_{ср} (q_1 + q_2) \cdot 10^3} \quad (17)$$

Для сплошного вала

$$p_{max} = \frac{E \cdot \delta_{max}}{d_{ср} \cdot b_2 \cdot 10^3} \quad (18)$$

5.3.2 Наибольшие значения тангенциальных напряжений на внутренней поверхности детали

$$\sigma_{tmax} = \sigma_t + \sigma_{tm} \quad (19)$$

Значение σ_{tm} для конусности 1:50 определяется по зависимости

$$\sigma_{tm} = 5,4 - 0,623 \cdot p + (13 + 2,564 p) \cdot l/d_2 \quad (20)$$

Определять σ_{tmax} по давлению масла P_m с использованием формулы Ляме не рекомендуется, так как при этом происходит необоснованное увеличение напряжений в 1,4-2 раза.

5.3.3 Радиальные напряжения на поверхности контакта при гидропрессовом монтаже-демонтаже зависят от конусности и сорта масла. Для конусности 1:50 и различных масел они могут быть определены из эмпирического выражения

$$\sigma_{rmax} = - (1,22 + 0,78 \frac{\sqrt{50}}{128}) \cdot p_{max} \quad (21)$$

5.3.4 Максимальное тангенциальное напряжение на контактной поверхности охватываемой детали при нагнетании масла в соединение

$$\sigma_{t\&max} = -\sigma_{tmax} \cdot \psi \quad (22)$$

где ψ - определяется по графику, приведенному на рисунке 11. или по формуле (23).

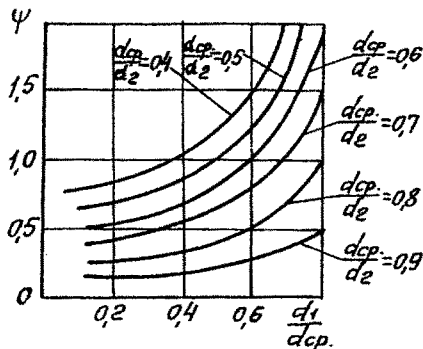


Рисунок 11 - Коэффициент пересчета напряжений с втулки на вал

$$\psi = \frac{[1 + (\frac{d_1}{d_{cp}})^2] \cdot [(\frac{d_2}{d_{cp}})^2 - 1]}{[1 - (\frac{d_1}{d_{cp}})^2] \cdot [(\frac{d_2}{d_{cp}})^2 + 1]} \quad (23)$$

5.3.5 Эквивалентные напряжения на контактной поверхности охватываемой детали при отсутствии давления масла в соединении.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r} \quad (24)$$

5.3.6 Эквивалентные напряжения на контактной поверхности охватываемой детали при нагнетании масла в соединение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{tmax}^2 + \sigma_{rmax}^2 - \sigma_{tmax} \cdot \sigma_{rmax}} \quad (25)$$

5.3.7 Эквивалентные напряжения на контактной поверхности охватываемой детали с учетом возникновения в ней касательных напряжений от скручивающего момента

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{тв}}^2 + \sigma_{\text{гв}}^2 - \sigma_{\text{тв}} \cdot \sigma_{\text{гв}} + 3\tau^2} \quad (26)$$

5.3.8 Эквивалентные напряжения на контактной поверхности охватываемой деталей при нагнетании масла в соединение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{твmax}}^2 + \sigma_{\text{гвmax}}^2 - \sigma_{\text{твmax}} \cdot \sigma_{\text{гвmax}}} \quad (27)$$

5.3.9 Условием достаточной прочности охватывающей и охватываемой деталей является

$$\sigma_{\text{экв}} \leq \sigma_{\text{т}} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{экв}} \leq \sigma_{\text{тв}} \quad (28)$$

Для втулок принимаются эквивалентные напряжения, рассчитанные при нагнетании масла в соединение, а для валов – большая величина из рассчитанных по формулам (26), (27).

5.3.10 Расчет охватывающей детали сложной конфигурации производится по приведенному диаметру $d_{2\text{пр}}$, который выбирается по конструктивным соображениям (рисунок 12) и определяется по формуле

$$d_{2\text{пр}} = \sqrt{\frac{L}{\sum_{j=1}^n L_j / (d_2)_j^2}} \quad (29)$$

где L_j – длина участка КСГН;
 $(d_2)_j$ – диаметр d_2 участка j КСГН.

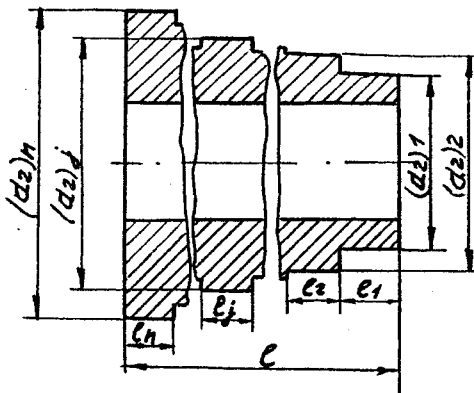


Рисунок 12 – Схема определения приведенного диаметра охватывающей детали КСГН

5.4 Резервы повышения несущей способности КСГН

5.4.1 Повышения несущей способности для КСГН с ограниченными габаритами и массой достигается за счет увеличения давления в зоне контакта деталей. При этом в охватываемой детали допускается пластическая деформация, а охватываемая деталь должна удовлетворять условию $d_1/d_{ср} \leq 0,25$.

5.4.2 Давление p , расчетные диаметральный натяг δ и величина смятия микронеровностей $\delta_{см}$ определяются формулами таблицы 2, причем коэффициент трения f для $p > 130$ МПа может приниматься по таблице 9, данной для соединения с давлением $p = 130$ МПа, так как дальнейшее его увеличение мало изменит величину f .

5.4.3 Минимальный осевой натяг определяется по формуле

$$S_{min} = \frac{10^{-3}}{C} \left(\frac{\delta + \delta_{см} + \delta_n}{K_{y0}} + \delta_s \right) \quad (30)$$

где

$$\delta_s = d_{ср} \left(0,677 + 1,635 \frac{\ell}{d_2} - 1,046 \frac{S}{S_{нл}} + 2,565 \frac{\ell \cdot S}{S_{нл} \cdot d_2} \sqrt{\frac{d_{ср}}{30}} \right) \cdot 10^2 \quad (31)$$

где δ_n — определяется по таблице 6.

K_{y0} — определяется по таблице 10.

S_{min} — по формуле (30) определяется методом последовательных приближений.

S — в формуле (31) принимает соответственно значения $S^{(1)}, S^{(2)} \dots S^{(N)}, S^{(N+1)}$.

По принятому соотношению $S_{min}/S_{нл} < 0,7$ из формулы (31) определяется нулевое приближение δ_s^0 и K_{y0} по таблице 10. В таблице 10 приведены значения K_{y0} при симметричном поле допуска на углы конуса в соответствии со стандартом ГОСТ 8908. С учетом полученных значений δ_s^0 и K_{y0} определяется первое приближение минимального осевого натяга $S_{min}^{(1)}$ по формуле (30). Затем, по соотношению $S_{min}/S_{нл}$ определяется первое приближение δ_s^1 по формуле (31) и K_{y0} по таблице 10 и т.д. до $N + 1$ приближения. Вычисления заканчиваются, когда разность между значениями S_{min} в последующих приближениях будет удовлетворять соотношению

$$S_{min}^{(N+1)} - S_{min}^{(N)} \leq 0,1 \quad (32)$$

5.4.4 При определении несущей способности КСГН под воздействием переменных нагрузок минимальный натяг у края втулки определяется по формуле

$$\sigma_{min} = \frac{S_{min} \cdot C \cdot (1 + K_{yo})}{2 \cdot 10^{-3}} - (\sigma_{см} + \sigma_{п}) \quad (33)$$

5.4.5 Минимальное давление у края втулки определяется по формуле

$$P_{min}^K = \frac{\sigma_{min}^K \cdot E}{2 \cdot d_{cp}} \left(1 - \frac{d_{cp}^2}{d_2^2} \right) \cdot 10^{-3} \quad (34)$$

5.4.6 Максимальная величина осевого натяга определяется по формуле

$$S_{max} = S_{min} + \frac{\sigma_g}{2} \cdot 10^{-3} \quad (35)$$

5.4.7 Прочность охватываемой детали определяется для случая сборки КСГН маслами, имеющими вязкость $\nu_{50} \leq 30$ сСт, условием

$$\frac{S_{max}}{S_{пл}} \leq \left(4,05 - 2,917 \frac{d_{cp}}{d_2} - 2,75 \frac{l}{d_2} + 2,08 \frac{l \cdot d_{cp}}{d_2^2} \right) \quad (36)$$

где

$$0,6 \leq \frac{d_{cp}}{d_2} \leq 0,72; \quad 0,7 \leq \frac{l}{d_2} \leq 1,3$$

5.4.8 Для случая сборки соединений с маслами, имеющими вязкость $\nu_{50} \geq 30$ сСт, принимается $S_{max} \leq (1,1 \div 1,15) S_{пл}$

Таблица 10

Коэффициент снижения расчетного натяга вследствие погрешности углов конуса, $K_{\psi 0}$							
$l, \text{мм}$	$S_{\min} / S_{\text{пл}}$						
	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
6-я степень точности							
0-40	0,91	0,93	0,94	0,95	0,96	0,96	0,95
40-60	0,90	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,94
60-80	0,89	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,93
80-100	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,92
100-120	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,92
120-140	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,91
140-160	0,86	0,88	0,90	0,91	0,92	0,92	0,91
7-я степень точности							
0-40	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,92
40-60	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,91
60-80	0,85	0,87	0,89	0,90	0,91	0,91	0,90
80-100	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,90	0,89
100-120	0,81	0,84	0,86	0,88	0,90	0,90	0,89
120-140	0,79	0,82	0,85	0,87	0,88	0,88	0,87
140-160	0,77	0,80	0,83	0,86	0,87	0,87	0,86
8-я и 9-я степени точности							
0-40	0,82	0,85	0,87	0,89	0,90	0,90	0,89
40-60	0,79	0,82	0,85	0,87	0,88	0,88	0,87
60-80	0,77	0,81	0,84	0,86	0,87	0,87	0,86
80-100	0,74	0,77	0,80	0,83	0,85	0,85	0,84
100-120	0,72	0,76	0,79	0,82	0,84	0,84	0,82
120-140	0,70	0,73	0,76	0,80	0,82	0,82	0,80
140-160	0,65	0,68	0,73	0,78	0,80	0,80	0,79

Приложение А
(обязательное)

Технология изготовления сопрягаемых поверхностей

А.1 Станочное оборудование и режимы резания

А.1.1 Черновая обработка конических поверхностей осуществляется на токарновинторезных станках типов 1К62, 163, 164 и др. с обеспечением припуска на шлифование.

А.1.2 Окончательная обработка производится шлифованием. Требуемую точность и шероховатость обработки поверхностей обеспечивают серийные круглошлифовальные станки отечественного производства моделей 3А 164, 3260 и др.

А.1.3 Взаимная притирка конических поверхностей деталей при их окончательной обработке может быть разрешена в исключительных случаях по согласованию с Заказчиком. В этом случае несущая способность соединения не гарантируется.

А.1.4 Припуски на окончательную обработку конических поверхностей назначаются такими же, как и для цилиндрических. Если на токарных операциях используются контрольно-измерительные приборы, позволяющие производить контроль с большей точностью, чем обычные гладкие конусные калибры, припуски на шлифование конических поверхностей назначаются несколько меньше обычных (до 0,4 мм на диаметр).

А.1.5 Шлифование конусов проводят комбинированным способом, с совмещением в одной операции черновой и чистовой обработки. Режимы обработки обычные.

А.1.6 Шлифовальные круги выбирают в соответствии с общепринятыми положениями.

А.1.7 Для обеспечения качественной шлифовки валов особое внимание должно быть уделено изготовлению в них центровых отверстий. В валах центровые отверстия обрабатывают с шероховатостью поверхности по конусу от 0,4 до 0,8 мкм.

Рекомендуется шлифовать валы с центровыми отверстиями диаметром не более 6 мм (по ГОСТ 14034) Шлифовка тяжелых валов на больших центровых отверстиях приводит к появлению овальности и огранки. Поэтому валы с центровыми отверстиями более 6 мм шлифуются на технологических заглушках с тщательно обработанными центровыми отверстиями диаметром 5 мм.

А.2 Измерительные средства.

А.2.1 Для выполнения требования к точности изготовления конических поверхностей в процессе механической обработки достаточно контро-

лировывать конусность и расчетный диаметр.

Требования к точности формы при этом следует обеспечить соблюдением технологического процесса и точностью станков. Станки должны обладать достаточной жесткостью и соответствовать нормам точности обработки по ГОСТ 11654.

А.2.2 Контроль конусности и расчетного диаметра в производстве необходимо осуществлять с помощью приборов (рисунки А.2 - А.5).

Выбор способа контроля зависит от требуемой точности изготовления, количества выпускаемых изделий и затрат времени на осуществление операции контроля.

А.2.3 Проверка по краске разрешается по согласованию с Заказчиком при невысоких требованиях к точности изготовления конусности, когда не требуется обеспечения взаимозаменяемости деталей. Предельная погрешность углов уклона, получаемая при контроле по краске, дана в таблице А.1.

Таблица А.1

l , мм	30	50	70	100	130	200
Предельная разность углов уклона калибра и измеряемого изделия($\pm$), "	90	60	40	28	20	14

А.2.4 В производстве для серийно изготавливаемых деталей контроль конусности осуществляют приборами по методу прямого копирования с рабочей конической меры. При этом обеспечивается высокая точность измерения, взаимозаменяемость деталей и сокращается время на настройку станка и проведение замеров.

А.2.5 Конструкция прибора зависит от диаметра и длины контролируемого конуса. Приборы разделяются на специальные и универсальные.

Специальные приборы целесообразно применять для серийного изготовления деталей. Они обеспечивают измерение одного размера, настройка их производится по рабочей конической мере.

Универсальные приборы изготавливают для деталей единичного мелкосерийного производства. Они позволяют производить измерения в определенном диапазоне размеров. Настройку их производят по коническим мерам с помощью концевых мер длины или другими средствами.

А.3 Приборы для контроля конических валов

А.3.1 Для валов требуемую точность дают специальные и универсальные приборы, контролирующие конусность путем измерения диаметров D и d в двух сечениях конуса на расстоянии L при фиксированном базорасстоянии Z_e (рисунок А.1).

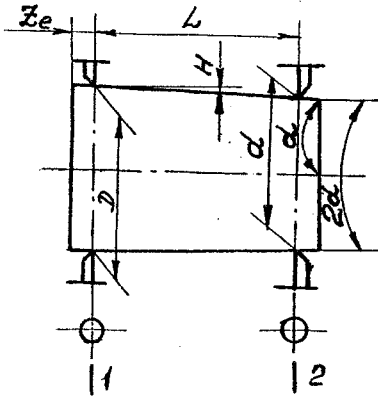


Рисунок А.1 - Схема контроля конусов валов

А.3.2 Приборы состоят из двух П-образных скоб 1, 2, связанных между собой планками или сменными штангами 3, 4, 5 (рисунок А.2). В корпусах каждой из скоб размещены две неподвижные 6, 7 и одна подвижная 8 опора; последняя выполнена в виде мостика и через удлинитель 9 соединена с микроиндикаторной головкой 10.

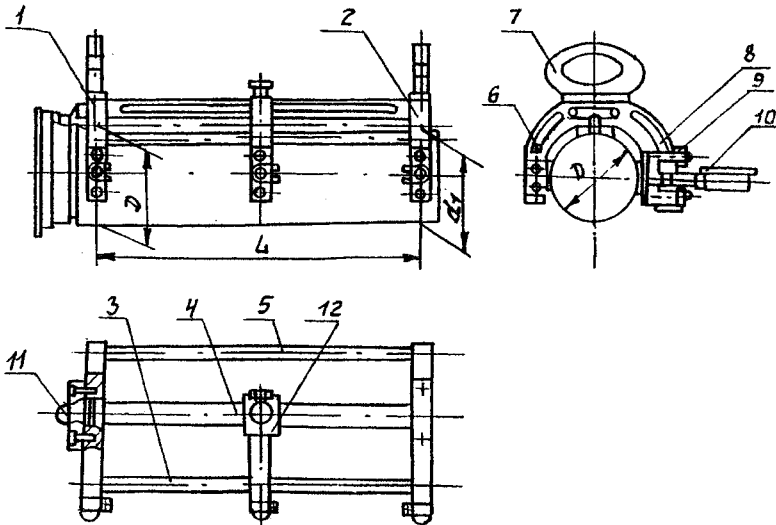


Рисунок А.2-Конструкция прибора контроля конусности валов

Поверхности неподвижных опор 6, 7 скобы 1 должны быть взаимно перпендикулярны между собой и параллельны соответствующим поверхностям скобы 2. Фиксация прибора в осевом направлении осуществляется шариковым упором 11, место установки которого определяется конструкцией соединения.

В приборах для контроля деталей с длиной конуса свыше 200 мм целесообразно предусматривать передвижную каретку с расположенной в ней подвижной опорой 12 (рисунок А.2), позволяющей контролировать прямолинейность образующей конуса путем сверки ее с конической мерой.

А.4 Приборы для контроля конических отверстий

А.4.1 Схема контроля конусности отверстий аналогична указанной в пунктах А.3.1 и А.3.2.

А.4.2 При черновой обработке на токарных станках для контроля конусности используется нутромер 1 (рисунок А.3), снабженный передвижным упором 2. Передвижной упор перемещается вдоль трубки 8 нутромера и фиксируется по имеющимся в ней отверстиям. Расстояние между отверстиями в трубке устанавливается от измеряемой конусности. Для конусности 1:50 отверстия выполняются через 25 мм, что соответствует изменению показаний индикатора $\pm 0,5$ мм.

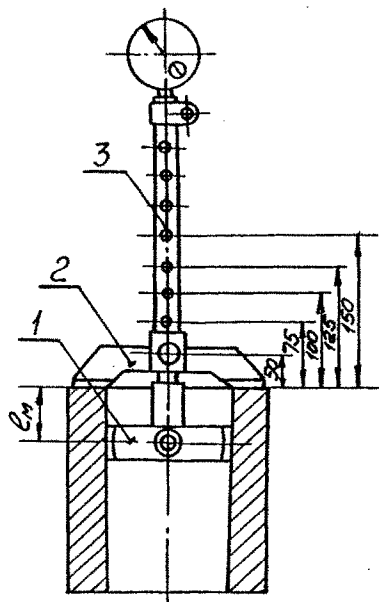


Рисунок А.3-Нутромер для контроля конусности

А.4.3 Настройка нутромера может производиться по конусной мере-штулке с помощью универсальных средств.

При наличии конусной меры измерения ведутся методом прямого копирования, т.е. на каждом фиксированном положении упора учитываются действительные отклонения размеров от конусной меры. В этом случае необходимость в фиксации осевого упора по отверстиям отпадает. Упор может быть закреплен на произвольно выбранном расстоянии зажимами.

Для настройки прибора с помощью универсальных средств необходим пересчет расчетного диаметра d (рисунок А.1) на измеряемый, находящийся на минимальном расстоянии: на плоскости упора l_m (рисунок А.3).

А.4.4 Нутромер может использоваться при чистовом шлифовании конусов с $L \leq 80$ мм. В этом случае он оснащается индикаторной головкой с пределом измерения до 1 мм и ценой деления 0,001. Настройка производится по конусной мере.

А.4.5 При чистовой обработке конусов втулок в диапазоне размеров d от 50 до 220 мм и L от 80 до 250 мм удовлетворительные результаты по контролю конусности обеспечивает рычажный прибор (рисунок А.4), позволяющий проводить одновременный замер диаметров в двух сечениях с фиксацией базового расстояния от торца. Он состоит из подвижного и неподвижного узлов. Неподвижный узел служит для ориентации прибора по оси конусного отверстия и имеет скалку 7, переднюю 1 и заднюю 8 крестовины, в которых размещены под углом 120° опорные резьбовые ножки $\phi 5$ мм на концах.

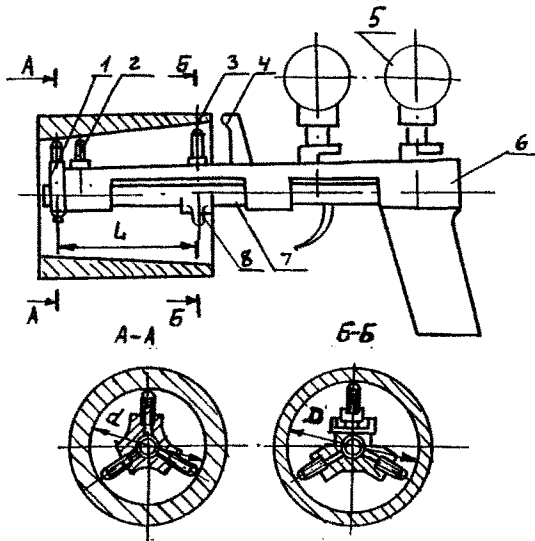


Рисунок А4-Рычажный прибор для контроля конусных отверстий

ОСТ 32.67-96

В передней крестовине три опорные ножки, в задней — две. Крестовины неподвижно укреплены на скалке, а опорные ножки их стопорятся винтами.

Подвижный узел состоит из каретки 6, упора 4, двух индикаторных головок 5, ареттиров 2,3 и неравноплечих рычагов, передающих увеличенные отклонения от ареттиров к микронным головкам.

А.4.6 Настройка прибора производится в два этапа. Сначала настраивается неподвижный узел, для чего подсчитываются диаметры конуса d и D в сечениях А-А и Б-Б (рисунок А.4).

Затем прибор устанавливается в центре (рисунок А.5).

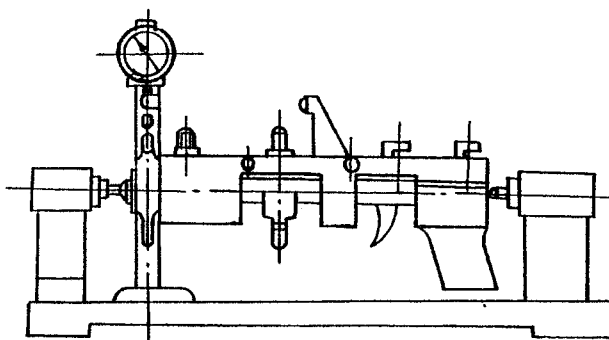


Рисунок А.5 — Схема настройки прибора

Путем вывинчивания резьбовых неподвижных опор последние устанавливаются на расстоянии от центра с радиусом соответственно $d/2$ и $D/2$. Установка производится с наибольшей возможной точностью. Предельная допустимая разность при установке опор в одном сечении составляет 0,0015 мм.

Дальнейшая настройка прибора ведется по конусной мере.

А.5 Технические требования на изготовление рабочих конических мер.

А.5.1 Допуски на углы уклонов конусов конических мер должны соответствовать 3-й — 4-й степени точности по ГОСТ 8908.

А.5.2 Допуски на расчетные диаметры принимаются равными одной трети допусков, задаваемых на рабочие детали.

А.5.3 Погрешности формы необходимо регламентировать в пределах 3-й — 4-й степени точности, предусмотренных по ГОСТ 24643 для цилиндрических соединений. Для рассматриваемого диапазона диаметров величины предельных отклонений форм конических поверхностей даны в таблице А.2.

Таблица А.2

$d_{ср}$, мм	Степень точности по ГОСТ 24643	
	III	IV
	Предельные отклонения, мкм	
До 50	1,6	2,5
Св.50 до 120	2,0	3,0
Св.120 до 260	2,5	4,0

А.5.4 Базовый торец конической меры должен быть перпендикулярен оси конуса. Допустимые отклонения – не более $\pm 0,003$ мм

А.5.5 Конические меры изготавливаются из сталей марок ХВГ, Х12М ГОСТ 5950 и подвергаются искусственному старению не менее двух раз.

Твердость рабочих поверхностей должна быть не ниже 55 HRC₉, а шероховатость от 0,2 до 0,4 мкм.

А.5.6 Взаимная притирка двух сопрягаемых мер запрещается

А.5.7 Изготовленные конические меры подвергаются обмеру. Результаты обмера заносятся в паспорт приемки.

В процессе эксплуатации мер осуществляется периодический контроль их точности с отметкой в паспорте даты проверки, действительных размеров и технического состояния.

А.6 Оценка точности изготовления конусов при контроле их рычажными приборами

А.6.1 При настройке приборов по образцовым мерам предельные погрешности изготовления уклона складываются из отклонения деталей относительно самой меры $\Delta\alpha_1$, отклонений конической меры относительно нормальной конусности $\Delta\alpha_2$ и угловых погрешностей приборов $\Delta\alpha_3$:

$$\Delta\alpha_M = \Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2 + \Delta\alpha_3 \quad (A.1)$$

А.6.2 Для принятой схемы контроля конусности предельные угловые отклонения детали относительно конической меры равны:

$$\Delta d_1 \approx \frac{\Delta d + \Delta D}{2L} \quad (\text{А.2})$$

где L - база прибора, мм;

$\Delta d, \Delta D$ - диаметральные отклонения, мм, в двух сечениях конуса.

Обычно допускаемые диаметральные отклонения задаются равными и одного знака. Тогда

$$\Delta d_1 \approx \pm \frac{\Delta d}{L} \cdot 10^5 \quad (\text{А.3})$$

А.6.3 При контроле валов рассмотренными выше приборами отклонения диаметров соответствуют показаниям индикаторов.

При контроле втулок показания индикаторов неоднозначны диаметральному отклонениям. Связь между ними выражается в виде

$$\Delta d = \frac{2a}{3W} \quad (\text{А.4})$$

где: a - показания индикаторов;

W - передаточное отношение рычагов приборов.

А.6.4 С учетом допускаемых отклонений формы конических мер и стабильности показаний приборов предельные отклонения показания индикаторов задаются не менее 0,005 мм.

А.6.5 Точность замера углов приборами определяется на основе статистической обработки многократных измерений. Предельные величины угловых отклонений в секундах составляют для валов

$$\Delta \alpha_3 = \pm \frac{x}{L} \cdot 10^5 \quad (\text{А.5})$$

и для втулок

$$\Delta \alpha_3 = \pm \frac{2x}{3L} \cdot 10^5 \quad (\text{А.6})$$

В приведенных выражениях x - алгебраическая разность показаний двух индикаторов.

А.6.6 С увеличением базы прибора L точность замера конусности возрастает. Предельные погрешности углов уклона для приборов с различной базой даны в таблице А.3. Для сравнения здесь же приведены угловые погрешности конусов при контроле их калибрами по краске, а также

с помощью синусной линейки. Контроль рычажными приборами обеспечивает изготовление конусов с допусками угла по 4-й и 5-й степени точности ГОСТ 8908, а по краске - 7-й - 8-й степени.

Таблица А.3

Средства измерения	$\pm 2\Delta\alpha$	Степень точности по ГОСТ 8908
Проверка конусности по краске		
$\ell = 60$ мм	52"	7
$\ell = 120$ мм	41"	7
$\ell = 200$ мм	33"	8
Рычажные приборы для контроля наружных конусов с базой		
$L = 60$ мм	21"	5
$L = 120$ мм	16"	5
$L = 200$ мм	13"	5
$L = 300$ мм	10"	5
Рычажные приборы для контроля внутренних конусов с базой		
$L = 60$ мм	21"	5
$L = 120$ мм	16"	5
$L = 200$ мм	13"	5
Конусные линейки с расстоянием между осями роликов		
100 мм	8"	4
200 мм	5"	4

Требования к сборке и демонтажу соединений

Б.1 Способы сборки КСГН

Б.1.1 Сборка КСГН, демонтируемых с последующим нагнетанием масла в зону контакта, может производиться термическим и гидропрессовым способом. Механический способ сборки недопустим из-за возможности возникновения задиrow на сопряженных поверхностях.

Б.2 Термический способ сборки

Б.2.1 При термических способах сборки соединения деталей осуществляется за счет разности их температур, достигаемой нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой деталей.

Б.2.2 Для КСГН преимущественное распространение получил тепловой метод сборки. Он обеспечивает простоту сборки, надежную работу соединений в эксплуатации и сохранность поверхностей сопряжения. Недостатком этого метода является возможность возникновения после охлаждения посадки торцевых зазоров между сопрягаемыми по длине деталями, что не всегда допустимо, и необходимость ограничения температуры нагрева во избежание изменения твердости и механических свойств материала.

Б.2.2.1 Нагрев охватывающей детали может производиться в электропечах, индукционным способом и другими средствами.

Б.2.2.2 Предельная температура нагрева деталей не должна превышать 350°C . Допустимый для конкретных деталей предел нагрева выбирается, исходя из конструктивных и технологических соображений и указывается в чертеже.

Б.2.2.3 Температура нагрева охватывающей детали определяется по формуле

$$t = t_0 + \beta \frac{\sigma_{\max}}{\alpha_T \cdot 10^6 \cdot d} + t_k \quad (\text{Б.1})$$

Б.2.2.4 Предельное значение торцевого зазора, образующегося после остывания соединения, не превышает линейного удлинения втулки при нагреве, рассчитанного по формуле

$$\Delta \ell = \alpha_T \cdot \ell (t - t_0) \quad (\text{Б.2})$$

Б.3 Гидропрессовый способ сборки

Б.3.1 Гидропрессовый способ сборки состоит в том, что соединение деталей осуществляется путем нагнетания масла в зону контакта и

сопровождается приложением осевого усилия. Этот способ сборки исключает недостатки, отмеченные у теплового. Однако гидропрессовые соединения имеют несколько меньшую, примерно на 15-20%, прочность.

Б.3.2 Основными параметрами гидропрессового способа сборки являются давление масла в кольцевой канавке P_3 и усилие запрессовки F . При прочих равных условиях усилия запрессовки зависят от давления масла в кольцевой канавке и конусности.

Б.3.3 Наиболее благоприятным является такой режим сборки соединений, при котором усилия запрессовки оказываются наименьшими. Соответствующее этому режиму давление масла в кольцевой канавке названо оптимальным давлением $P_{оп}$.

Б.3.4 Оптимальное давление и усилие запрессовки зависят от последовательности проведения операций при сборке. Наименьшими $P_{оп}$ и F оказываются в том случае, когда нагнетание масла предшествует приложению осевого усилия.

Если возникают трудности в создании высоких давлений масла (возможно при малой длине соединения или значительных погрешностях формы сопрягаемых поверхностей), то усилие запрессовки следует прилагать одновременно с нагнетанием масла.

Б.3.5 Давление нагнетаемого масла зависит от габарита соединения, удельного давления и вязкости его. При прочих равных условиях давление $P_{оп}$ пропорционально давлению в соединении. При использовании авиамасла МС-20 требуемая величина для разных $l/d_{ср}$ и $P_{оп}$ при конусности 1:50 определяется из графика (рисунок Б.1).

Б.3.6 При сборке давление может применяться в пределах

$$P_3 = (0,7 - 1,0) P_{оп} \quad \text{при } l/d_{ср} \leq 2$$

$$P_3 = (1,0 - 1,4) P_{оп} \quad \text{при } l/d_{ср} > 2$$

Рекомендуемое занижение давления масла в кольцевой канавке (по отношению к оптимальному) для коротких соединений вызвано тем, что в области давлений близких к оптимальному осевые усилия меняются незначительно, в то время как обеспечение высоких оптимальных давлений несколько затруднено.

Б.3.7 Для определения усилий запрессовки используется выражение

$$F = \pi \cdot d_{ср} \cdot l \cdot p (f + tg \alpha) \quad (Б.3)$$

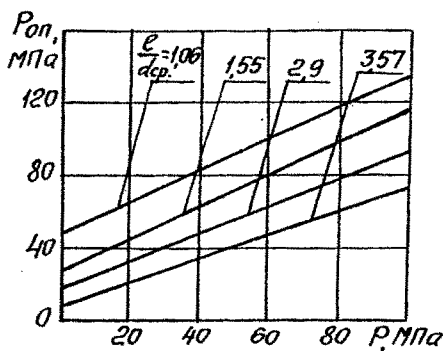
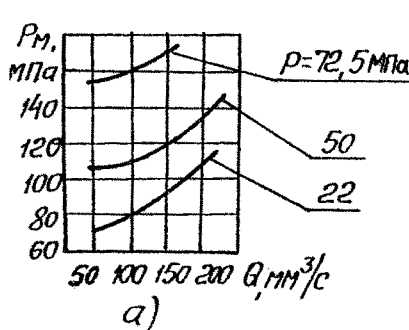


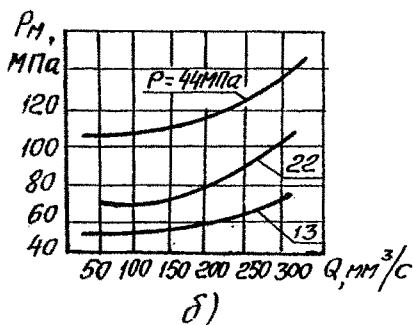
Рисунок Б.1 – Зависимость оптимального давления масла от давления и габаритов соединения

Б.4 Демонтаж КСГН

Б.4.1 Давление масла в процессе демонтажа соединений зависит от производительности насоса $Q_{оп}$, с увеличением которой уровень давлений и напряжений возрастает (рисунок Б.2). Демонтаж соединений должен производиться при $Q = Q_{оп}$. Величина $Q_{оп}$ существенно зависит от вязкости масел и размеров соединений. Для соединений, демонтируемых маслом ИС-20 вязкостью $\nu_{50} = 128 \text{ сСт}$ производительность насоса при нагнетании должна быть $Q \leq 100 \text{ мм}^3/\text{с}$.



$D = 80 \text{ мм}; d = 75.5 \text{ мм}$



$D = 250 \text{ мм}; d = 85.5 \text{ мм}$

Рисунок Б.2 – Зависимость давления масла при демонтаже от производительности нагнетания его для соединений

Б.4.2 Для ручных насосов различных конструкций оптимальная производительность устанавливается опытным путем, исходя из времени нагнетания масла, которое находится в пределах от 1 до 3 мин.

Б.4.3 Давление, необходимое для демонтажа соединений, зависит от вязкости масел. Приближенное соотношение между давлением в канавке при демонтаже маслом МС-20, $\nu_{50}=128$ сСт и давлением P_{mi} при использовании масел иной вязкости имеет вид

$$P_{mi} = (0,5 + 0,237 \cdot \lg \nu_{50}) P_M \quad (Б.3)$$

где P_M — давление при демонтаже соединений маслом МС-20.

Б.4.4 Для прочих равных условий необходимое для демонтажа давление масла в момент демонтажа для посадок с конусностью 1:50 приближенно составляет

$$P_M \approx 2 P_{max} \quad (Б.4)$$

Б.4.5 Удельные давления в соединении обычно не превышают $P=150$ МПа. Следовательно, оборудование для демонтажа соединений должно обеспечивать давление масла примерно 300 МПа.

Б.4.6 При выборе масла для монтажа и демонтажа соединений необходимо учитывать:

степень напряженности деталей соединения;
возможность достижения гидропрессовым оборудованием необходимого давления масла;

точность изготовления соединений;

обеспечение сохранности поверхностей сопряжения;

температуру окружающей среды.

Из условия снижения напряжений в деталях необходимо применять масла меньшей вязкости. Однако при этом возрастают требования к точности изготовления поверхностей сопряжения и качеству уплотнений в гидропрессовом оборудовании. Применение густых масел в ряде случаев может привести к значительному повышению давления и, как следствие этого, к перенапряжению деталей и маслonaгнетающего оборудования. Густые масла плохо выдавливаются из контактных поверхностей после окончания процессов монтажа, что приводит к уменьшению коэффициента трения.

Б.4.7 Для монтажа и демонтажа соединений целесообразно использовать масла вязкостью $\nu_{50}=(30-130)$ сСт. К ним относятся жидкие минеральные масла:

И-30А ГОСТ 20799, $\nu_{50}=(28-33)$ сСт.

И-40А ГОСТ 20799, $\nu_{50}=(35-45)$ сСт.

И-50А ГОСТ 20799, $\nu_{50}=(47-55)$ сСт.

Т46, ГОСТ 32, $\nu_{50}=(44-48)$ сСт.

МС-14 ГОСТ 21743, $\nu_{100}=14$ сСт.

МС-20 ГОСТ 21743, $\nu_{100}=20$ сСт.

Масла, соответствующие нижнему пределу вязкости, применяются для напряженных соединений, у которых углы конусов выполняются с высокой точностью. Масла с большой вязкостью применяются при больших запасах прочности деталей или в тех случаях, когда демонтаж соединений маслами меньшей вязкости невозможен.

Б.5 Оборудование для сборки и демонтажа КСГН

Б.5.1 Для подачи масла под давлением могут применяться насосы с ручным приводом винтовые, плунжерные или с приводом от электродвигателя.

Б.5.2 Винтовой пресс применяется обычно для демонтажа соединений, монтируемых тепловым способом. Недостатком винтовых прессов является опасность заедания в резьбе, необходимость приложения значительных усилий на рычаге, ограниченность объема масла. Для уменьшения опасности заедания резьбу рекомендуется в месте расположения уплотнений покрывать дисульфидом молибдена.

Конструкция винтового пресса, рассчитанного на давление 250 МПа, показана на рисунке Б.3. Пресс присоединяется непосредственно к валу или к втулке в зависимости от расположения резьбовых отверстий. При вращении винта масло выдавливается из рабочей полости в зону контакта.

Б.5.3 Плунжерные насосы свободны от недостатков, присущих винтовым. Они могут применяться как при монтаже, так и при демонтаже соединений. Пример конструкции ручного плунжерного насоса высокого давления показан на рисунке Б.4.

Б.5.4 Удобной в эксплуатации является передвижная электрогидравлическая установка (рисунок Б.5). Она представляет собой сварную раму, установленную на трех опорных колесах. На раме смонтированы насосная станция типа Г1-62, цилиндр высокого давления с распределительной коробкой, распределительный кран, редукционный клапан и трубопроводы.

От насосной станции масло подается к цилиндру высокого давления под давлением 2 МПа, где оно повышается до 20 МПа и далее поступает либо в гидравлический домкрат, либо в мультипликатор.

Б.5.5 Оборудование для гидропрессовой сборки КСГН состоит из насоса высокого давления, приспособления, создающего осевое усилие запрессовки, и маслопроводов.

Б.5.6 Необходимое осевое усилие обеспечивается гидравлическими домкратами различных конструкций, примеры которых показаны на рисунках Б.6-Б.8.

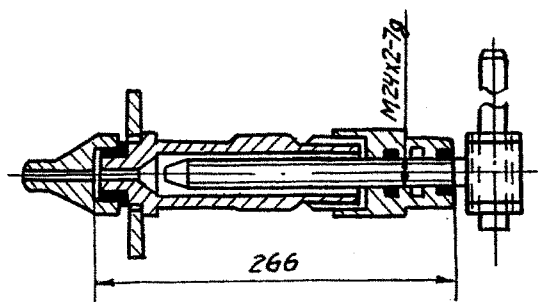


Рисунок Б.3 - Винтовой пресс

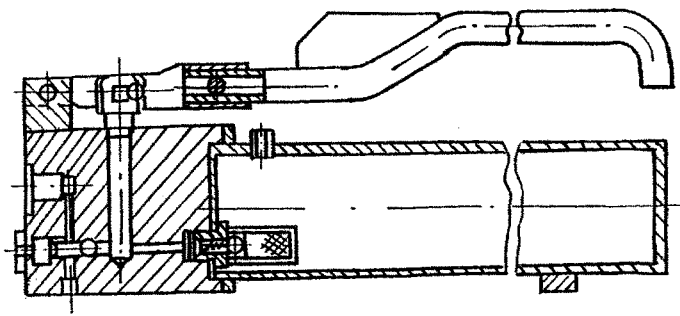


Рисунок Б.4 - Плунжерный насос высокого давления

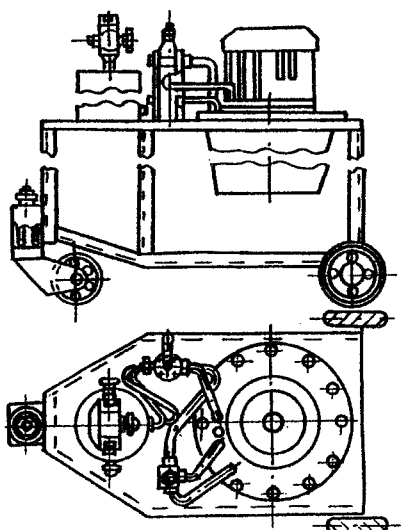


Рисунок Б.5 – Электрогидравлическая установка

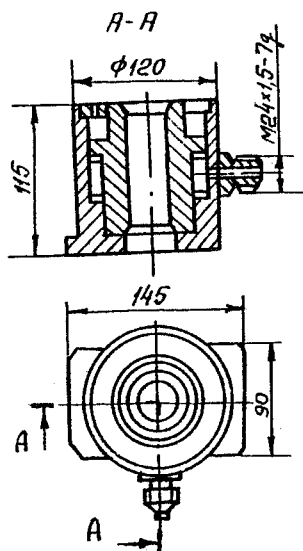


Рисунок Б.6 – Гидродомкрат для создания малых усилий

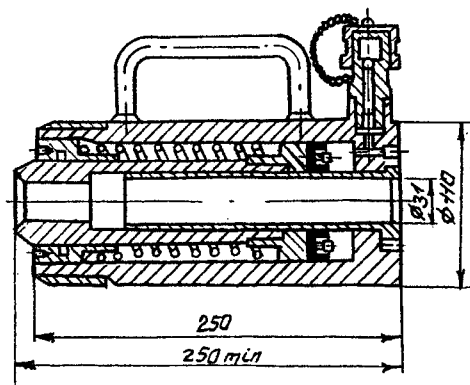


Рисунок Б.7 – Гидродомкрат для создания усилий до $F=150$ кН

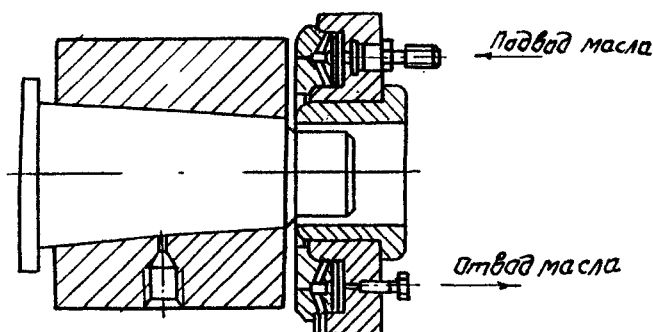


Рисунок Б.8 – Гидродомкрат кольцевого типа

Б.5.7 В качестве маслопроводов между насосом и деталью целесообразно использовать гибкие шланги высокого давления, например, рукав 3Л-Б-325 ГОСТ 6286 с допускаемым давлением 32,5 МПа.

Присоединение шланга осуществляется с помощью сферических наконечников и наконечников и накидных гаек с резьбой М24х1,5-6Н и М20х1-6Н. Заделку концов шланга следует выполнять в соответствии с рисунком Б.9.

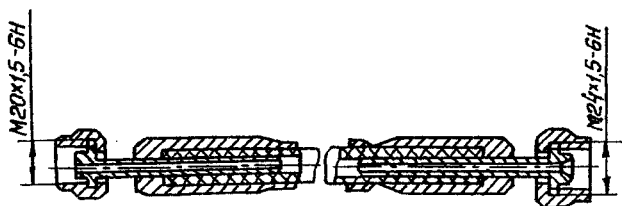


Рисунок Б.9 – Заделка сферических наконечников в шлангах высокого давления

Б.5.8 Поскольку давление масла, подаваемого насосом, ограничено прочностью шлангов, то плунжерный насос используется совместно с мультипликатором, который крепится непосредственно к деталям соединения.

Мультипликатор предназначен для создания высоких давлений (рисунок Б.10). Он состоит из цилиндра со ступенчатым поршнем. Степень повышения давления определяется соотношением площадей поршней низкого и высокого давлений.

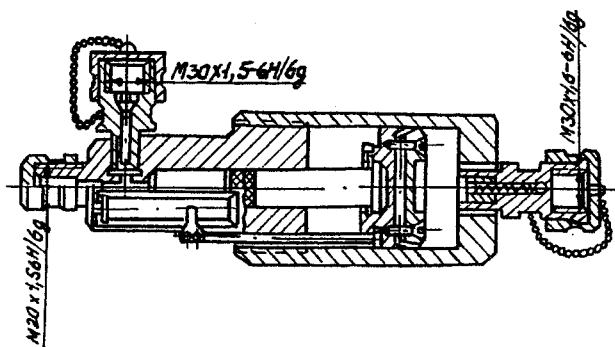


Рисунок Б.10 – Мультипликатор

Б.5.9 Соединение гидродомкрата с резьбовыми отверстиями осуществляется с помощью винтов (рисунки Б.11–Б.12). Винт, показанный на рисунке Б.12, используется при гидропрессовой сборке в случае соосного расположения домкрата и мультипликатора, которое показано на рисунке Б.15.

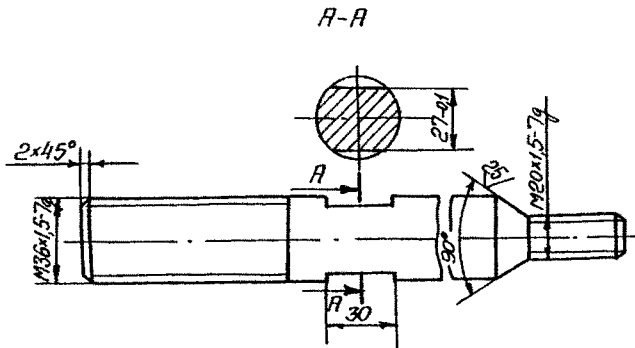


Рисунок Б.11 – Винт для крепления гидродомкрата при несоосном расположении его с мультипликатором

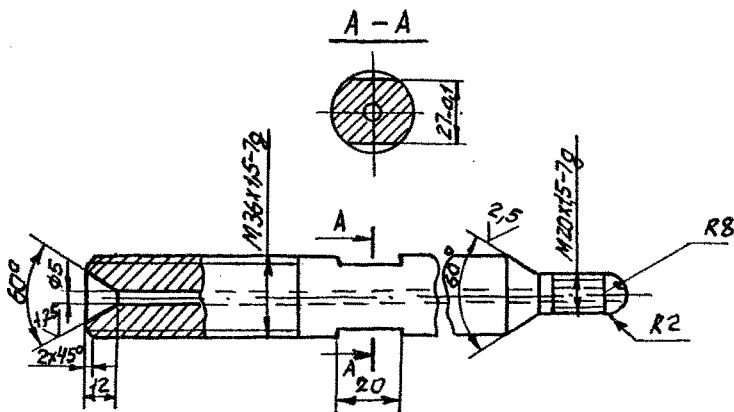
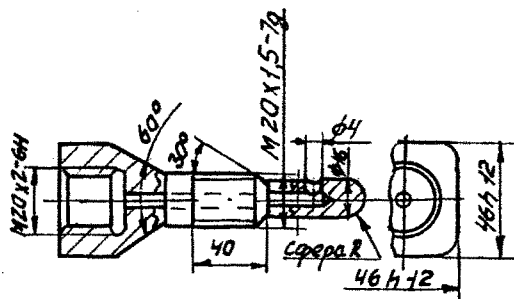


Рисунок Б.12 – Винт для крепления гидродомкрата при соосном расположении его с мультипликатором

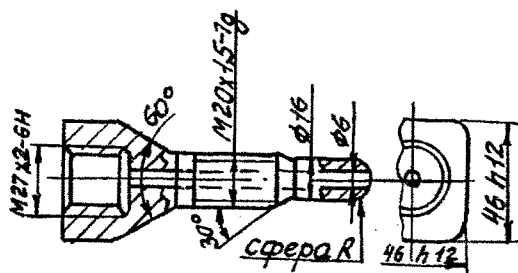
Б.5.10 Для демонтажа соединений гидронасос или мультипликатор могут непосредственно присоединяться к одной из деталей с помощью переходных штуцеров, которые могут использоваться также и совместно с резиновыми уплотнительными кольцами, либо через трубку высокого давления. Примеры конструкций таких штуцеров показаны на рисунке Б.13 для винтового пресса (см. рисунок Б.3 и на рисунке Б.14 для мультипликатора (см. рисунок Б.10).

Штуцера, показанные на рисунках Б.13 (1,2) предназначены для последовательной распрессовки двух конических втулок, расположенных на одном валу рисунок Б.15. Штуцер, показанный на рисунке Б.13.1, предназначен для масла под ближнее соединение, а на рисунке Б.13.2 под дальнее.

1)



2)



- 1 - подача масла под ближнее соединение;
- 2 - подача масла под дальнее соединение

Рисунок Б.13 - Конструкция переходных штуцеров для винтового пресса при различном расположении маслоподводящих каналов.

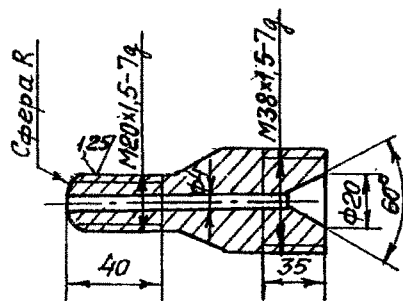


Рисунок Б.14 – Переходный штуцер для мультипликатора.

Б.5.11 В качестве источника высокого давления могут использоваться серийно выпускаемые установки УНГР – 2000 или другие подобные установки. Однако для использования их при монтаже и демонтаже КСГН они требуют незначительной доработки.

После гидропрессовой сборки соединение необходимо выдержать без нагрузки не менее трех часов.

Б.5.12 При выполнении работ при сборке и разборке КСГН необходимо соблюдать правила эксплуатации сосудов, работающих под высоким давлением.

Б.5.12.1 Перед началом работы необходимо убедиться в исправном состоянии гидропрессового оборудования, при этом особое внимание следует обращать на надежность крепления наконечников в шлангах высокого давления. Шланги должны соответствовать требованиям ГОСТ 6286.

Б.5.12.2 Запрещается производить ремонт установки в процессе ее работы.

Б.5.12.3 Гидропрессовая установка должна быть оборудована манометрами для контроля параметров сборки и разборки. Проверка манометров производится в соответствии с общепринятыми нормами.

Б.5.12.4 При разборке КСГН необходимо установить упор, ограничивающий перемещение одной из деталей соединения в момент его распрессовки.

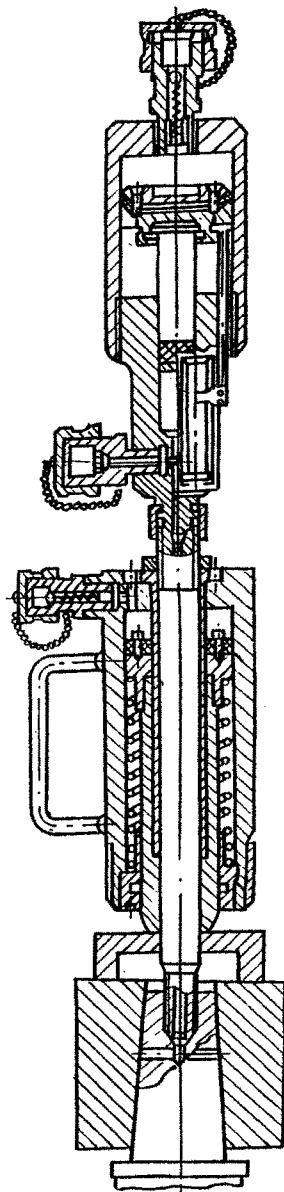


Рисунок Б.15 - Сборка КСГН при помощи помпы и мультипликатора

Приложение В
(Рекомендуемое)

Примеры расчетов и оформления
чертежей конических соединений

В.1 В качестве примера конструктивного оформления на рисунках В.1-В.4 изображены детали и общий вид соединения зубчатого колеса с входным валом гидропередачи тепловоза ТУ7. Здесь на детальных чертежах с целью упрощения даны только размеры, непосредственно относящиеся к соединениям, а общий вид соединения выполнен в двух вариантах: для случаев теплового и гидравлического способов сборки.

В.1.1 На детальных рисунках В.1, В.2 необходимая точность изготовления задается непосредственно на изображении и техническими требованиями. На изображении проставляется конусность, шероховатость поверхности, расчетный диаметр и его допуск. В технических требованиях оговаривается допуск углов уклона и биение торцев вала, принимаемых за базу при отсчете взаимного положения охватывающей и охватываемой деталей.

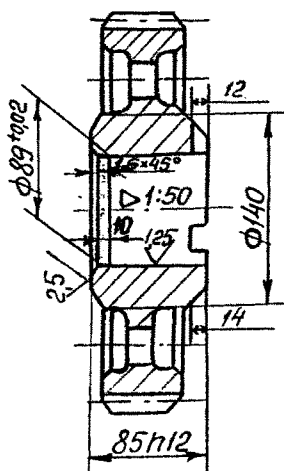


Рисунок В.1 - Пример оформления конической поверхности шестерни входного вала гидропередачи тепловоза ТУ7

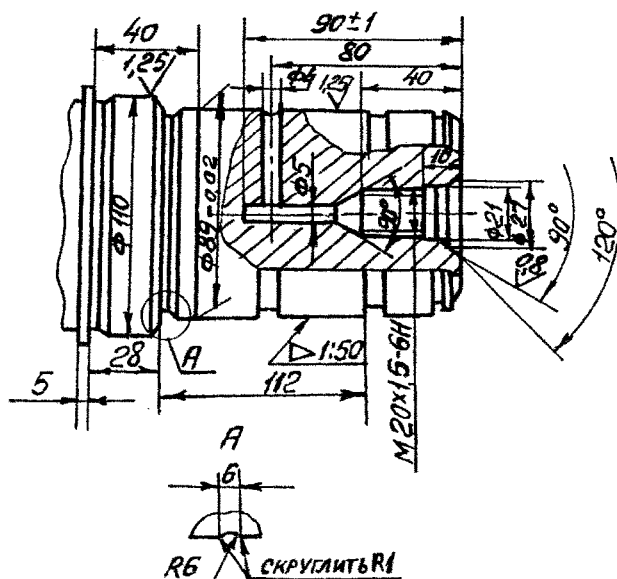


Рисунок В.2 - Входной вал гидропередачи тепловоза ТУ7

В.1.2 На сборочных чертежах (рисунок В.3) в технических требованиях оговорены норма пятна контакта по сопрягаемым деталям, требуемый осевой натяг и его допуск, способ сборки и его параметры, рекомендуемое масло для демонтажа соединений.

В.2 Ниже даны параметры расчета для двух соединений: шестерни с входным валом УГП 400-650 (рисунок В.4) и фланца с входным валом осевого редуктора (рисунок В.5).

В.3 Поверочный расчет соединения шестерни с входным валом

В.3.1 Исходные данные

Тип двигателя	1Д12 400
Номинальная мощность двигателя P , кВт	300
Допустимый динамический момент в валопроводе гидропередачи по ГОСТ 6286	75 от номинального
Шестерня	Косозубая
Угол наклона зубьев β , градус	10
Диаметр делительной окружности шестерни d_g , мм	2924 10
Номинальная угловая скорость вращения ω , c^{-1}	167

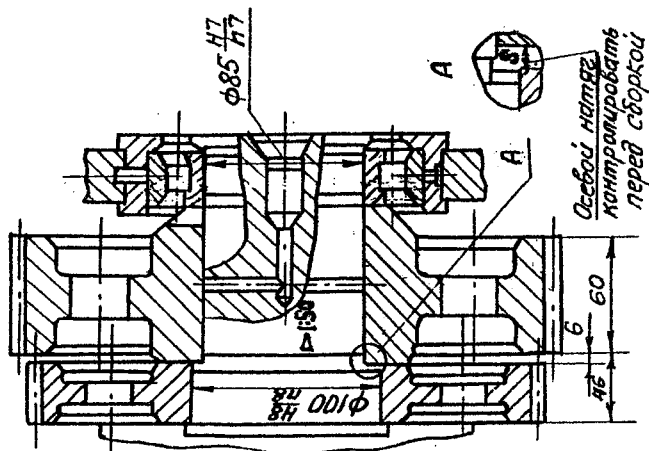


Рисунок В.3 - Соединение коническое при сборке гидропрессовым методом

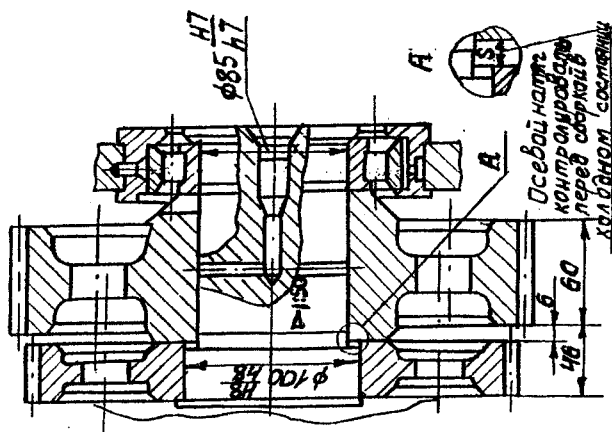


Рисунок В.4 - Соединение коническое при сборке тепловым методом

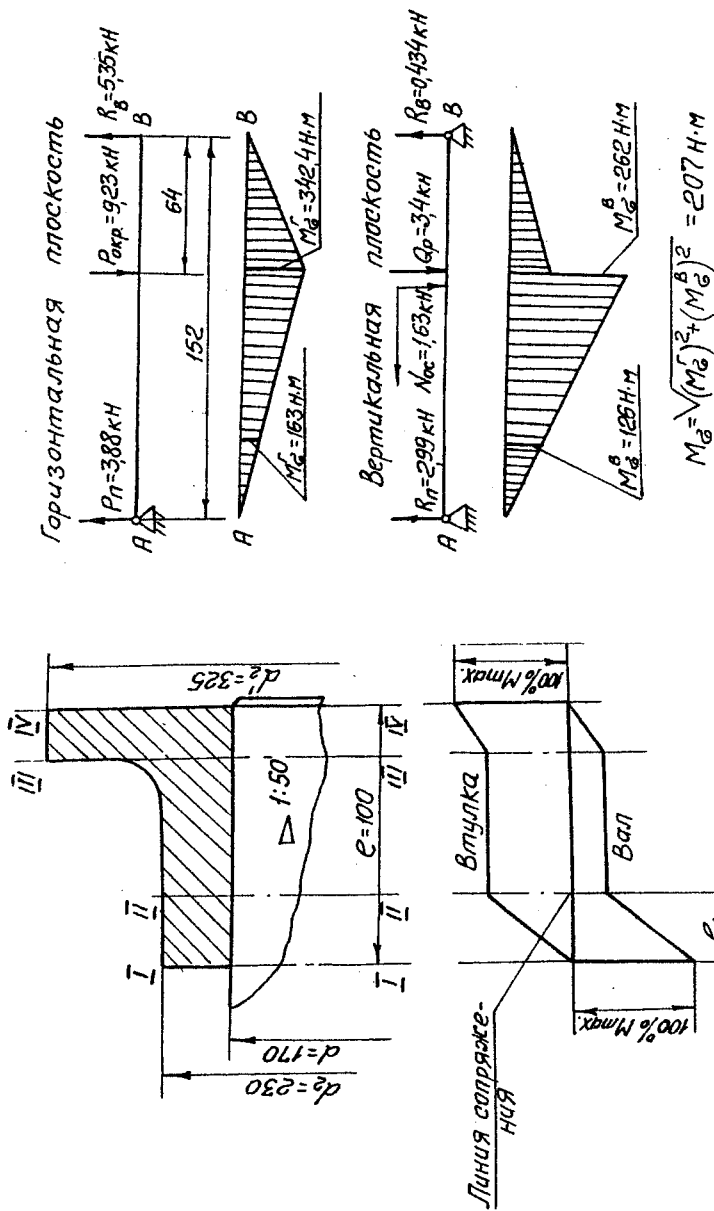


Рисунок В.6 - Определение переменного изгибающего момента у торца втулки

Рисунок В.5 - Схема передачи крутящего момента от вала к втулке

В.3.2 Параметры и коэффициенты, входящие в расчетные формулы, приведены в таблице В.1

Таблица В.1

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Среднее значение крутящего момента, Нм	M_m	1796	$M_m = \frac{T}{\omega} \cdot 10^3$
Амплитудное значение крутящего момента, Нм	M_a	1347	$M_a = 0,75 M_m$
Максимальное суммарное значение крутящего момента действующего в соединении, Нм	M	3143	Таблица 8, п.3
Среднее значение переменной осевой нагрузки, кН	N_m	2,16	$N_m = \frac{2 \cdot M_m}{d_g} \cdot \operatorname{tg} \beta$
Амплитудное значение переменной осевой нагрузки, кН	N_a	1,62	$N_a = 0,75 N_m$
Динамический изгибающий момент, действующий на вал у торца соединения, вызывается усилиями в зацеплении шестерни (рисунок В.6), Нм	M_6	207	
Коэффициент трения	f	0,23	Таблица 9 п.3 при $p=80$ МПа
Средний диаметр соединения, мм	d_{cp}	87,6	
Диаметр наружной поверхности охватывающей детали (рисунок В.1), мм	d_2	140	
Длина конического соединения, мм	l	85	

Продолжение таблицы В.1

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Расчетная длина конического соединения, мм	l_p	79	
Запас прочности соединения	n	1,8	п.5.2.5
Коэффициент, учитывающий влияние на прочность посадки переменного изгиба	m_1	1,05	Таблица 8 п. 12
Коэффициент, учитывающий необходимость усиления посадки при действии продольных сил	y	1,0	Таблица 8, п.12
Коэффициент, учитывающий характер изгиба вала соединения	γ	0,05	Таблица 8, п.12
Давление, необходимое для передачи расчетных нагрузок, МПа	p	27	$p = \frac{2 \cdot M}{5 \cdot d_{cp} \cdot l_{pf}} \cdot n \cdot m_1 \cdot y \cdot 10^{-3}$
Коэффициент, учитывающий жесткость охватывающей детали	b_2	3,287	Таблица 8 п.12
Расчетный натяг в соединении, мкм	δ	39	$\delta = \frac{d_{cp} \cdot b_2 \cdot p}{E} \cdot 10^{-3}$
Снижение натяга, вызываемое снятием микронеровностей, мкм	$\delta_{см}$	5	Таблица 2 п.4
Снижение натяга, вызываемое погрешностью формы, мкм	δ_n	15	Таблица 6
Коэффициент снижения натяга вследствие угловых погрешностей	K_y	0,7	Таблица 5 при $10 l/d = (21-25)$ для $\Delta\alpha = \pm 16''$, $K_y = 0,6$ но учитывая рекомендации п.4.3.2.1 принимаем $K_y = 0,7$

Продолжение таблицы В.1

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Минимальный технологический наляг после округления, мкм	σ_{min}	71	Таблица 1 п.13
Допуск натяга, принимается мкм	δ_g	40	Таблица 7
Максимальный технологический натяг, мкм	δ_{max}	111	Таблица 1 п.13
Минимальный технологический осевой натяг, мкм	δ_{min}	3,6	Таблица 2 п.7
Допуск осевого натяга, мм	ΔS	2,0	Таблица 2, п.9
Максимальное давление в соединении, МПа	p_{max}	77,1	$p_{max} = \frac{\delta_{max} \cdot E}{d_{cp} \cdot b_2 \cdot 10^3}$
Тангенциальное напряжение, возникающее на контактной поверхности охватываемой детали, МПа	σ_t	176	Таблица 8, п.17
Напряжение от давления масла на контактной поверхности в зоне распределительной канавки, МПа	σ_{tm}	35	формула (20)
Наибольшее напряжение при демонтаже соединения, МПа	σ_{tmax}	211	$\sigma_{tmax} = \sigma_t + \sigma_{tm}$
Радиальное напряжение на сопрягаемой поверхности при нагнетании масла МС-20, МПа	$\sigma_{rmax} = \sigma_{rbmax}$	154	$\sigma_{rmax} = -2p_{max}$
Эквивалентное напряжение на контактной поверхности охватываемой детали при нагнетании масла в соединение, МПа	$\sigma_{экв}$	317	формула (25)

Продолжение таблицы В.1

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Наибольшее тангенциальное напряжение, возникающее на контактной поверхности охватываемой детали, МПа	$\sigma_{tb \max}$	-105	формула (22)
Коэффициент	ψ	0,5	$\psi = \frac{[(\frac{d_2}{d_{cp}})^2 - 1]}{[(\frac{d_2}{d_{cp}})^2 + 1]}$
Амплитудное значение напряжения на контактной поверхности охватываемой детали от кручения, МПа	τ_a	24,2	$\tau_a = \frac{M_a}{0,196 \cdot d_{cp} \cdot 10^{-3}}$
Эквивалентное напряжение на контактной поверхности охватываемой детали при нагнетании масла в соединение, МПа	$\sigma_{экв}$	136	формула (27)
Соответственно нормальное тангенциальное и радиальное напряжения от натяга на контактной поверхности охватываемой детали, МПа	σ_{tb}, σ_{rb}	77,1	$\sigma_{tb} = \sigma_{rb} = -p_{\max}$
Эквивалентное напряжение на контактной поверхности охватываемой детали с учетом возникновения в ней касательных напряжений от скручивающего момента, МПа	$\sigma_{экв}$	87,7	формула (26)
Предел текучести материала "вала" и "втулки" соответственно.			
Для стали 40Х ГОСТ 4543 улучшенной, МПа	σ_T	816	
Для стали 25ХГТ ГОСТ 4543 улучшенной, МПа	σ_{Tb}	1020	

Окончание таблицы В.1

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Запас прочности охватываемой детали	n	6	$n = \frac{\sigma_t}{\sigma_{экв}}$
Запас прочности охватывающей детали	n	3,22	$n = \frac{\sigma_{тв}}{\sigma_{экв}}$
Оптимальное давление масла при гидропрессовой сборке, МПа	$P_{оп}$	120	Рисунок Б.1 Приложение Б для $P_{тв} = 27,1 \text{ МПа}$
Коэффициент трения при сборке гидропрессовым способом	f_z	0,18	Таблица 8 п.11
Наибольшее усилие запрессовки, кН	F	34	формула (Б.3)

В.3.3 Заключение

Полученные коэффициенты запаса прочности достаточны. Необходимые параметры сборки и демонтажа гидропрессовым оборудованием обеспечиваются.

В.4. Проверочный расчет соединения фланца с входным валом осевого редуктора

В.4.1 Исходные данные

Вид локомотива

Тепловоз универсальный
с гидропередачей

Осевая формула

2-2

Нагрузка от оси на рельсы, кН

 $Q=170$

Диаметр колеса, мм

 $D_k = 950$

Передаточное число осевого редуктора

 $i = 4,25$

Число колесных пар, к которым подводится момент через данный фланец

 $Z=2$

В.4.2 Параметры и коэффициенты, входящие в расчетные формулы, приведены в таблице В.2.

Таблица В.2

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Коэффициент перегрузки	K_{max}	2,0	
Среднее значение крутящего момента, передаваемого соединением, Нм, где $\psi = 0,33$ – коэффициент сцепления колеса с рельсом	M_m	12500	$M_m = Q \cdot \psi \frac{D_k \cdot Z}{2 \cdot i}$
Максимальное амплитудное значение крутящего момента, Нм	M_a	12500	$M_a = M_m$
Коэффициент трения.	f	0,25	Таблица 7 п. 1 при $P = -80 \text{ МПа}$ Для соединения тепловым способом
Средний диаметр КСГН (рисунок В.5), мм	d_{cp}	170	
Диаметр наружной поверхности охватывающей детали (рисунок В.5), мм	d_2	230	
Расчетная длина конического соединения, мм	l_p	100	
Коэффициент трения в шлицевом соединении	$f_{ш}$	0,136	
Коэффициент	ψ	0,25	п.5.3.4

Продолжение таблицы В.2

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Статическая продольная сила трения в шлицевом соединении карданного вала, кН	N_m	20	$N_m = \frac{2 \cdot M_m \cdot f_{ш} \cdot 10^{-3}}{d_{ср}}$
Коэффициент усиления посадки при действии продольных сил	y	1,0	Таблица 8 п.12
Коэффициент, учитывающий влияние на прочность посадки переменного изгиба	m_1	1,0	Таблица 8 п.12
Запас прочности соединения	n	1,8	
Удельное давление, необходимое для передачи расчетных нагрузок, МПа	p	40	формула (3)
Среднее контактное напряжение при передаче максимального момента, МПа (справочное)	$\tau_{n \max}$	5,8	$\tau_{n \max} = \frac{2(M_a + M_m)}{\pi \cdot d_{ср} \cdot l_p \cdot 10^3}$
Условие отсутствия фреттинга	$M_m + M \leq M_{ск}/n$		
Коэффициент	b_2	4,4082	Таблица 8 п.12
Расчетный натяг в соединении, мкм	δ	150	Таблица 2 п.3
Снижение натяга, вызываемое погрешностью формы, мкм	δ_n	30	Таблица 6
Снижение натяга, вызываемое снятием микронеровностей, мкм	$\delta_{см}$	7	Таблица 2 п.4
Осевой натяг, соответствующий расчетному диаметральному, мкм	S	7,5	Таблица 2 п. 6

Продолжение таблицы В.2

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Коэффициент снижения натяга вследствие угловых погрешностей	K_y	0,8	Таблица 5 при $\Delta\alpha = \pm 25''$ и 10 $l/d = 6,25(6,25 - 8,00)$
Минимальный технологический натяг, мкм	δ_{min}	217	Таблица 1 п.13
Максимальный крутящий момент, передаваемый соединением при условии начала локального скольжения в его наиболее нагруженной части, Нм	$M_{ск}$	115616	формула (14)
	$M_{ск} \frac{1}{n}$	64232	
	Условие выполняется		
	$M_m + M_a < M_{ск}/n$		
Минимальный допуск на диаметральный натяг, мкм	δ_g	60	Таблица 7
Максимальный технологический натяг, мкм	δ_{max}	277	Таблица 1 п.13
Минимальный осевой натяг, задаваемый в чертеже, мм	S_{min}	11	$S_{min} = \frac{\delta_{min}}{C} \cdot 10^{-3}$
Допуск осевого натяга, мм	ΔS	4	Таблица 2, п.9
Температура нагрева охватываемой детали для теплового монтажа соединения, °C	t	181	$t = t_0 + \beta \frac{\delta_{max}}{\alpha \cdot d \cdot 10^6} + t_k$
Максимальное удельное давление в соединении, МПа	P_{max}	74	формула (18)

Продолжение таблицы В.2

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Нормальное тангенциальное напряжение от посадки на контактной поверхности охватываемой детали, МПа	σ_t	252	$\sigma_t = p_{\max} \frac{d_z^2 + d_{cp}^2}{d_z^2 - d_{cp}^2}$
Тангенциальное напряжение, возникающее на контактной поверхности охватываемой детали от давления масла в зоне маслораспределительной канавки, МПа	σ_{tm}	30,7	формула (20)
Наибольшее тангенциальное напряжение, возникающее на внутренней поверхности охватываемой детали при демонтаже соединения, МПа	$\sigma_{t \max}$	282,7	формула (19)
Радиальные напряжения на сопрягаемых поверхностях при нагнетании масла МС-20, МПа	$\sigma_{r \max}$	-148	Таблица 8, п.21 при
	$\sigma_{rv \max}$	-148	формула (21)
Эквивалентное напряжение на контактной поверхности охватываемой детали, МПа	$\sigma_{\text{экв}}$	379	формула (25)
Тангенциальное напряжение, возникающее на сопрягаемой поверхности охватываемой детали при демонтаже соединения, МПа	$\sigma_{tv \max}$	-212	формула (22)
Напряжения на контактной поверхности охватываемой детали, МПа			

Окончание таблицы В.2

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
эквивалентное напряжение,	$\sigma_{\text{экв}}$	188	формула (27)
среднее значение переменных напряжений от кручения,	τ_m	13	$\tau_m = \frac{M_m \cdot 10^{-3}}{0,196 \cdot d^3}$
амплитудное значение переменных напряжений от кручения,	τ_a	13	
суммарное напряжение от кручения,	τ	26	$\tau = \tau_a + \tau_m$
тангенциальные и радиальные напряжения от натяга	σ_{tl}, σ_{rb}	- 74	$\sigma_{tl} = \sigma_{rb} = -\rho_{\text{max}}$
эквивалентное напряжение, определенное с учетом касательных напряжений от кручения	$\sigma_{\text{экв}}$	87	формула (26)

Локальное проскальзывание в посадке отсутствует, согласно формулы (6)

$$M_m + M_a < M_{\text{ск}}/n$$

В.4.3. При ограниченности габаритов соединения с натягом расчет может быть проведен с учетом пластического деформирования в зоне маслоподводящей канавки.

Параметры и коэффициенты, входящие в расчетные формулы, приведены в таблице В.3.

Таблица В.3

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Коэффициент перегрузки	$K_{\max}$	2,0	
Среднее значение крутящего момента, Нм	M_m	12500	$M_m = Q \cdot y \frac{D_k \cdot z}{2 \cdot i}$
Амплитудное значение крутящего момента, Нм	M_a	12500	$M_a = M_m$
Коэффициент трения	f	0,215	Таблица 9 п.3 при $p=100$ МПа
Средний диаметр соединения, мм	d_{cp}	110	Принимается
Диаметр наружной поверхности, мм	d_2	155	Принимается
Длина конического соединения, мм	l	120	Принимается
Статическая продольная сила в шлицевом соединении карданного вала, кН	N	20	
Коэффициент, учитывающий необходимость усиления посадки при действии продольной силы	y	1,0	Таблица 8.п.12
Коэффициент, учитывающий влияние переменного изгиба на прочность посадки	m_1	1,0	Таблица 8.п.12
Запас прочности соединения	n	1,8	п.5.2.5

Продолжение таблицы В.3

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Давление, необходимое для передачи расчетных нагрузок, МПа	p	91,8	формула (3)
Коэффициент	b_z	4,03	Таблица 8, п.12
Расчетный натяг в соединении, мкм	σ	203	Таблица 2, п.3
Снижение натяга, вызываемое погрешностью формы, мкм	σ_n	20	Таблица 6
Снижение натяга, вызываемое снятием микронеровностей, мкм	σ_{cm}	15	$\sigma_{cm} = 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 1,2(10 + 2,5)$
Допуск диаметрального натяга, мкм	σ_g	50	Таблица 7
Осевой натяг, соответствующий началу пластической деформации, мм	$S_{nл}$	23,8	$S_{nл} = 0,266 \cdot d_{cp} \cdot \sigma_T$ $\sigma_T = 816 \text{ МПа}$
Определение минимального осевого натяга			
Нулевое приближение			
Коэффициент	$S_{min}^{(0)} / S_{nл}$	0,7	Таблица 10 Принимается
Коэффициент	$K_y^{(0)}$	0,81	Таблица 10
Снижение радиального натяга при упругопластическом деформировании, мкм	$\sigma_s^{(0)}$	7,59	формула (31)
Минимальный осевой натяг, мм	S_{min}	15,07	формула (30)
первое приближение	$S_{min}^{(1)} / S_{nл}$	0,8	
коэффициент	$K_y^{(1)}$	0,84	Таблица 10

Окончание таблицы В.3

Термин	Обозначение	Значение	Формула для расчета
Снижение радиального натяга при упругопластическом деформировании, мкм	$\delta_s^{(1)}$	17,9	формула (31)
Минимальный осевой натяг (второе приближение), мм	S_{min}	15,06	формула (30)
Условие (29) выполняется $S_{min}^{(1)} - S_{min}^{(0)} = 0,01 < 0,1$ формула (32)			
В случае, если при первом приближении $S_{min}^{(1)} - S_{min}^{(0)} > 0,1$ то необходимо уменьшить δ путем изменения геометрических размеров соединения.			
Минимальный натяг у края втулки, ммм	σ_{min}^k	242	формула (33)
Минимальное давление у торца, МПа	p_{min}^k	109	формула (34)
Максимальный осевой натяг, мм	S_{max}	17,56	формула (35)
Условие прочности	$S_{max}/S_{пл}$	0,74	формула (36)
Условие прочности по (33)		1,3808	формула (36)
Условие прочности выполняется: $0,74 < 1,3808$			формула (36)

УДК.....

7

ОКСТУ

Ключевые слова: конические соединения с гарантированным
натягом, расчет, проектирование, изготовление, монтаж,
демонтаж, локомотивы, путевые машины

Научно-исследовательский институт тепловозов и путевых машин
(ВНИТИ) МПС РФ

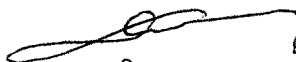
Зам.директора



Э.И.Нестеров

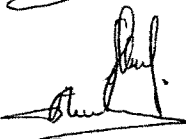
Отдел стандартизации,
сертификации и комплексных
нормативно-технических
исследований

Зав.отделом



А.А.Рыбалов

И.о.зав.сектором



Л.В.Ширкалин

Ведущий конструктор



В.Г.Шевченко

Отдел прочности

Зав. отделом



З.С.Оганьян

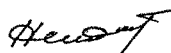
Зав. лабораторией



Э.Н.Никольская

АО "Калугапутьмаш"

Начальник сектора



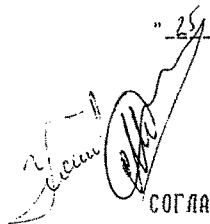
В.С.Ноткин

ОСТ 32.67-96
СОГЛАСОВАНО

Зам.начальника Департамента
локомотивного хозяйства МПС РФ

 А. М. Кривной

" 25 " _____ 1996



СОГЛАСОВАНО

Зам.начальника Департамента
пути и сооружений МПС РФ

 В. Б. Каменский

" 25 " _____ 1996





**МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

г. Москва, 107174, Н.-Басманная, 2.

„17. марта“ 1997 г.

№ 16-322y

У К А З А Н И Е

Об утверждении и введении
в действие ОСТ 32.67-96

Начальникам департаментов и
управлений МПС (по списку)

Руководителям предприятий
и организаций МПС (по списку)

С целью проведения единой технической политики при создании и эксплуатации подвижного состава, Министерство путей сообщения Российской Федерации

П Р И К А З Ы В А Е Т:

Утвердить и ввести в действие с 1 июля 1997 года стандарт отрасли ОСТ 32.67-96 "Расчет и проектирование конических соединений с гарантированным натягом, применяемых в конструкциях локомотивов и путевых машин. Методические указания".

Приложение: ОСТ 32.67-96 на 79 л.

Первый Заместитель Министра



И.С.Беседин

Исп. В.Бех-Турченко
2-41-08