

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ КОТЛА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

А. Бойко¹, О. Кононова²

STRENGTH CALCULATION FOR A TANK OF THE TANK-CAR UNDER REPEATED LOADING

A. Boyko, O. Kononova

¹*Балтийский испытательный центр, Рига, Латвия*

²*Рижский Технический университет, Рига, Латвия*

Abstract. В данной работе выполнена оценка усталостной прочности котла вагона-цистерны при циклическом нагружении на основании прочностного расчета, определен характер изменения во времени основных нагрузок и их влияние на появление усталостных трещин котла, выявленных при техническом освидетельствовании вагонов-цистерн. Оценено влияние действия циклических вертикальных (динамика груза), продольных (тяговые, сжимающие) и поперечных (боковая рамная сила) нагрузок на усталостную прочность котла в условиях эксплуатации на Латвийской железной дороге.

В настоящее время количество отцепок вагонов-цистерн в текущий отцепочный ремонт не снижается и даже растет. Можно выделить ряд причин возникновения отказов: увеличилась интенсивность использования вагонов, маневровая работа выполняется с повышенными скоростями, сокращаются сроки погрузки и разгрузки, что приводит к соответствующим повреждениям. Особо нужно отметить повреждаемость вагонов при роспуске с сортировочной горки, когда скорость нередко достигает 15 км/ч (ограничение правил технической эксплуатации - 9 км/ч), и затем также на подгорочных путях скорость соударения сцепов достигает 10 км/ч при уклоне до 2 ‰ вместо допускаемого 1‰. Встречаются детали оборудования котла вагонов-цистерн изготовленные из материалов не соответствующие реальным температурам эксплуатации и имеющие недостаточную коррозионную устойчивость. Данная ситуация происходит на фоне повышения полезного объема котла вагонов-цистерн и ограничения массы тары самого вагона-цистерны.

Наиболее часто встречающиеся повреждения, выявленные за последние годы при техническом освидетельствовании вагонов-цистерн, в условиях режимов эксплуатации на Латвийской железной дороге показаны на рисунке 1.

В условиях циклического действия знакопеременных нагрузок действующих с высокой интенсивностью, в наиболее нагруженных местах котла вагонов-цистерн, образуются усталостные трещины, а при нарушениях эксплуатационных режимов по указанным выше причинам прочность материала может быть недостаточной.

В результате технического освидетельствования определены основные зоны повреждений котла вагонов-цистерн: 1 - зона образования трещин в днищах, 2 - зона сварных швов приварки днищ к обечайке котла, 3 – зона опирания нижнего листа котла на лежневые опоры и зоны горизонтальных сварных швов нижнего и бокового листа, 4 – зоны сварных швов в местах крепления фасонных лап к котлу и сварные швы рамных лап в местах крепления к хребтовой балке вагона, 5 – зона вмятин и пробоин в нижней части днища котла (показана часть днища - вставка), 6 – зона вмятин и пробоин в днище котла (показана эллиптическая вставка), 7 – зона вмятин и пробоин в обечайке котла (показана прямоугольная вставка), 8 - зона сварочных швов в месте приварки наливной горловины к обечайке котла и сливного клапана в месте приварки к оболочке наливной горловины.

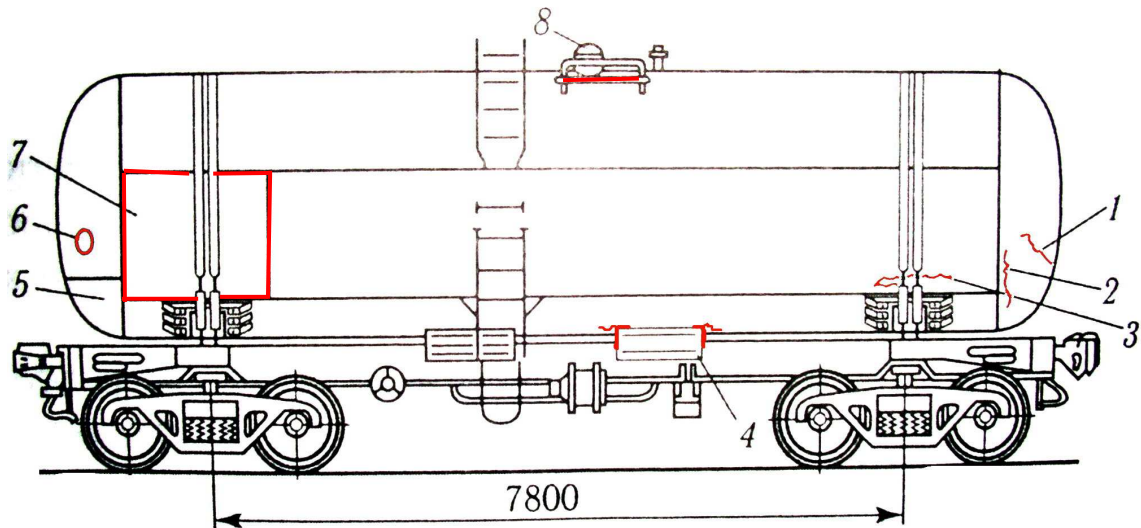


Рис.1. Основные повреждения котла вагона-цистерны:

В зонах 5,6,7,8 повреждения (вмятины и пробоины) возникают в основном при соударениях при маневровой работе, при погрузке и выгрузке груза. Повторяемость ударных усилий в этих зонах мала и носит единичный характер за срок службы вагона. Повреждения в указанных зонах значительны и нередко требуют замены части листа котла. Циклические эксплуатационные нагрузки причиной возникновения такого рода повреждений являться не могут.

Возникновение трещин и характер их развития в процессе эксплуатации в зонах 1,2,3,4 как раз и вызывают циклические нагрузки. В зоне 8 из-за значительного перепада жесткостей обечайки наливной горловины и обечайки котла циклические нагрузки также могут вызывать трещины сварных швов данного соединения.

Таким образом, будем оценивать усталостную прочность в зонах 1,2,3,4. В ходе технического освидетельствования вагона-цистерны проводимых Балтийским испытательным центром были выявлены повреждения №4 - в зоне сварных швов в местах крепления фасонных лап к котлу и сварных швов в местах крепления рамных лап к верхнему листу хребтовой балки рамы вагона. Выявленные повреждения показаны на рисунке 2.

Решение высказанных предположений проиллюстрируем на примере расчета усталостной прочности котла вагона – цистерны 15-Ц863 предъявляемой на продление срока службы и эксплуатирующейся на Латвийской железной дороге. Котел изготовлен из стали Вст3 $\sigma_T=245$ МПа, $\sigma_B=370$ МПа, $\sigma_{-1}=170$ МПа. Срок службы вагона - 32 года.

Расчет прочности котла вагона-цистерны выполнен на конечно-элементной модели с использованием пространственных твердотельных конечных элементов (КЭ) в виде тетраэдров с шестью степенями свободы в каждом узле. Грани КЭ описаны параболической функцией. Секта разбиения на КЭ имеет размеры 30мм и 50мм с редуцированием в зонах концентраторов напряжений. Конечно-элементная модель включает 260409 конечных элементов. В модели учтены обечайка люка-лаза и фасонные и лежневые лапы, которые являются концентраторами напряжений, и учет данных особенностей котла предусмотрен требованиями ГОСТ 14249.



Рис.2. а) зона сварного шва рамной лапы в месте крепления к хребтовой балке
б) зона сварного шва в месте крепления фасонной лапы к котлу.

При всех расчетных комбинациях нагрузок котел радиально закреплялся в зонах лежневых опор, в зоне фасонных лап ограничивались перемещения в продольном и поперечном направлениях, относительно продольной оси вагона. Схема закрепления котла и конечно элементная модель показана на рисунке.3.

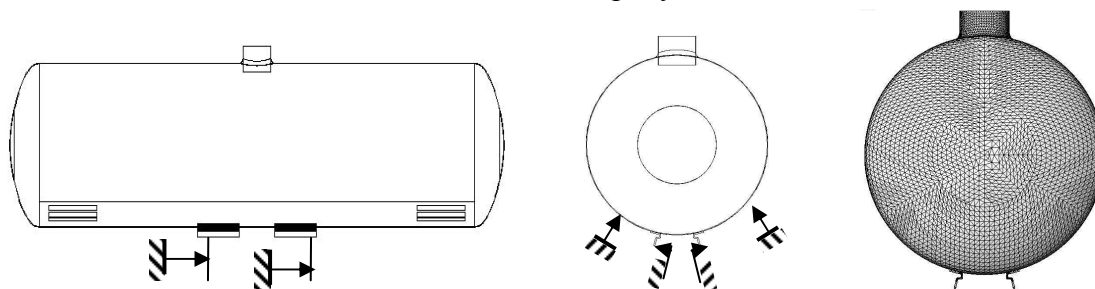


Рис.3. Конечно-элементная модель и кинематические, граничные условия.

Расчеты предлагается проводить в следующем порядке:

1. Выполним прочностной расчет котла от действия отдельных сил в соответствии с [1] и [2] вагонов-цистерн для обеспечения уровня безопасности, на комбинации статических и динамических усилий согласно приложению 14 [3] и [4]. При этом более жесткие требования имеют приоритетное значение.

Вагон-цистерна согласно указанным выше документам необходимо рассчитывать на комбинации расчетных нагрузок: **нагружение внутренним давлением** – испытательное давление $P_{исп}=0,4e6$ Па [5]. Однако следует отметить, что гидростатические испытания дают неадекватные результаты и на практике рекомендуется использовать методы неразрушающего контроля; **вакуум внутри котла** - расчет устойчивости котла выполняется от действия избыточного внешнего давления величиной $0,04e6$ Па [4]; **нагрузки при подъеме груженого вагона** – учитывается внутреннее рабочее давление. [3]; **соударение (аварийное) в груженом состоянии** [3] - к заторможенному максимально загруженному вагону, прикладывается сжимающая ударная сила 3000 кН. Учитываются также: поперечная горизонтальная нагрузка от взаимодействия вагонов в кривых [4], внутреннее рабочее давление, давление от гидроудара [2]; **сжатие и растяжение при движении** продольной нагрузкой 1000 кН, груженого вагона при скорости 120 км/час. Учитываются вертикальная динамическая нагрузка (брутто) [4], внутреннее рабочее давление, давление от гидроудара [2],

$[\sigma] = 155 \text{e}6 \text{ Па}$ – допускаемое напряжение [4]. Эпюры нагрузок приведены на рисунке 5.

2. Для оценки усталостной прочности котла выбираем только те виды нагружения, для которых выполняются условия (1). То есть, если количество циклов нагрузки мало за срок службы вагона и если напряжения не превышают предела выносливости материала тогда расчет усталостной прочности от такой нагрузки вести нецелесообразно.

$$\sum \frac{N_i}{[N]_i} \leq 1, \quad \frac{\sigma_{eq}}{[\sigma]} \leq 1 \quad (1)$$

3. По данным эксплуатации, расчетов и согласно [4] определим статистическое распределение максимумов растягивающих и сжимающих продольных сил. Так частота за 1 год эксплуатации для усилий 1000 кН **сжатия и растяжения при движении** – 0,289 и 0,269, а число циклов 5058 и 2018 соответственно. Дополнительно выбираем усилия соударения (при аварии и испытаниях) 3000 кН **сжатия и растяжения**, для которых частота – 0,0006 и 0,005, а число циклов 10 и 38 соответственно [4]. Определим характер каждой циклической нагрузки имеющей различные амплитуды и смещения симметрии цикла (Рис.4.).

4. Вагон-цистерна находится в сложном напряженном состоянии, поэтому необходимо нагружать котел набором нагрузок выбранных по условию (1) и скомпонованных по направлениям действия:

- 4.1. Вертикальные динамические – только нагрузки от сил тяжести котла и груза, тип нагрузок - на рисунке.4 в, 4 в соответственно;
- 4.2. Продольные горизонтальные – только нагрузки от сил гидроудара жидкости и продольной силы инерции котла, при эксплуатационном и аварийном соударении (без учета сил тяжести); тип нагрузок – на рисунках .4 б; 4 б, соответственно.
- 4.3. Поперечные горизонтальные – только нагрузки от сил инерции котла и груза (при перевалке и в кривой), тип нагрузки – на рисунке 4 б, 4 б соответственно. Уровень напряжений мал и не удовлетворяет условию (1), и в дальнейшем не учитывается.

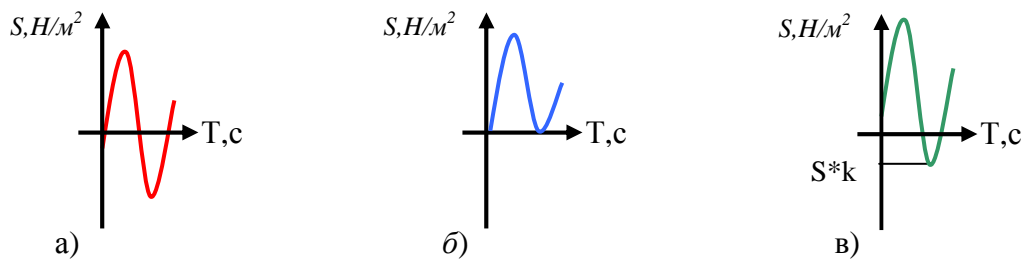


Рис.4. Тип цикла нагрузки: а) симметричный, б) пульсационный, в) с коэффициентом масштабирования.

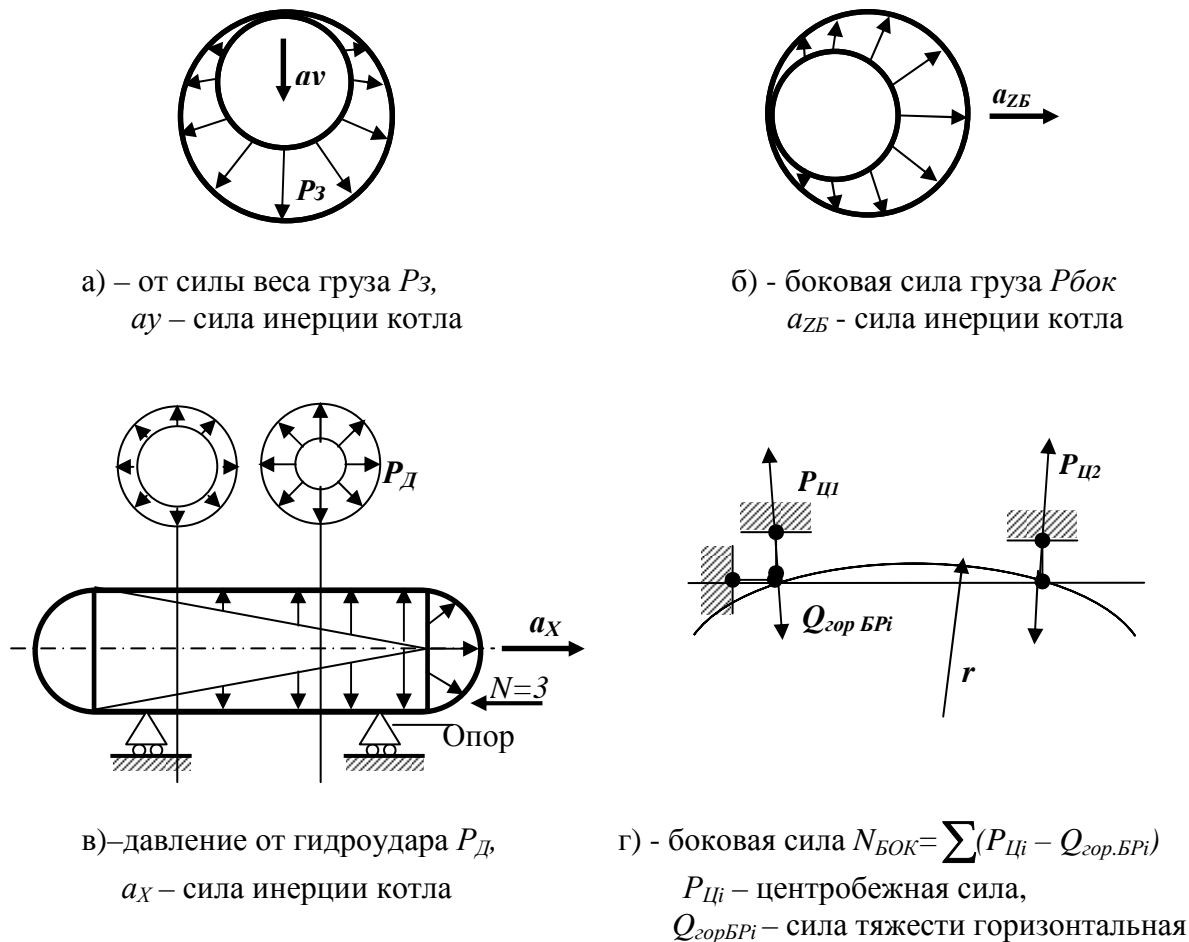


Рис.5. Виды эпюр нагружения давлением, вертикальными и горизонтальными силами.

Расчет усталостных прочностей проводится при помощи $S-N$ усталостных кривых Велера для углеродистой стали Вст3 (Рис.6.). Работа конструкции учитывается в упругой области. Используется гипотеза линейного суммирования повреждений Пальмгрена-Майнера (2), когда доля поврежденности при любом уровне амплитуды напряжений пропорциональна отношению числа циклов действия напряжений n_i к полному числу циклов N_0 , которое привело бы к разрушению при этом уровне. Число режимов нагружения обозначено k . Теоретически разрушение наступает при $D=1$.

$$D_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_0} \quad (2)$$

Используемая линейная теория не описывает влияния очередности воздействия на котел напряжений различных уровней и предполагает, что предыдущая история нагружения не влияет на скорость накопления повреждений, что является недостатком данного метода.

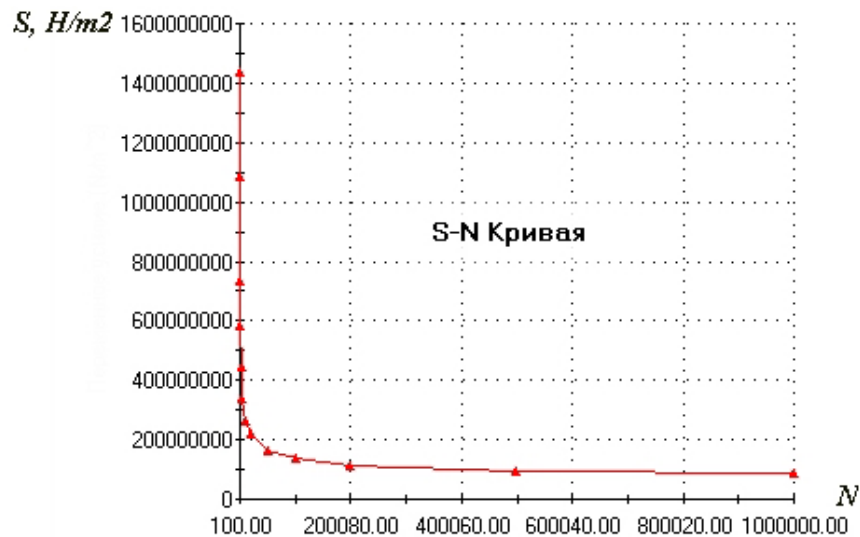


Рис.6. Кривая усталости равной вероятности разрушения.

Вертикальные динамические нагрузки – вызывают повреждаемость конструкции в зонах 2, 3 до 45 % за срок службы вагона.

Продольные горизонтальные эксплуатационные нагрузки – вызывают повреждаемость конструкции в зонах 4, 2 до 22 % за срок службы вагона.

Продольные горизонтальные аварийные нагрузки – вызывают повреждаемость конструкции в зоне 4, до 1 % за срок службы вагона.

Повреждаемость котла вагона-цистерны от суммы вертикальных динамических и продольных горизонтальных эксплуатационных нагрузок достигает 68% и представлена на рисунке 7.

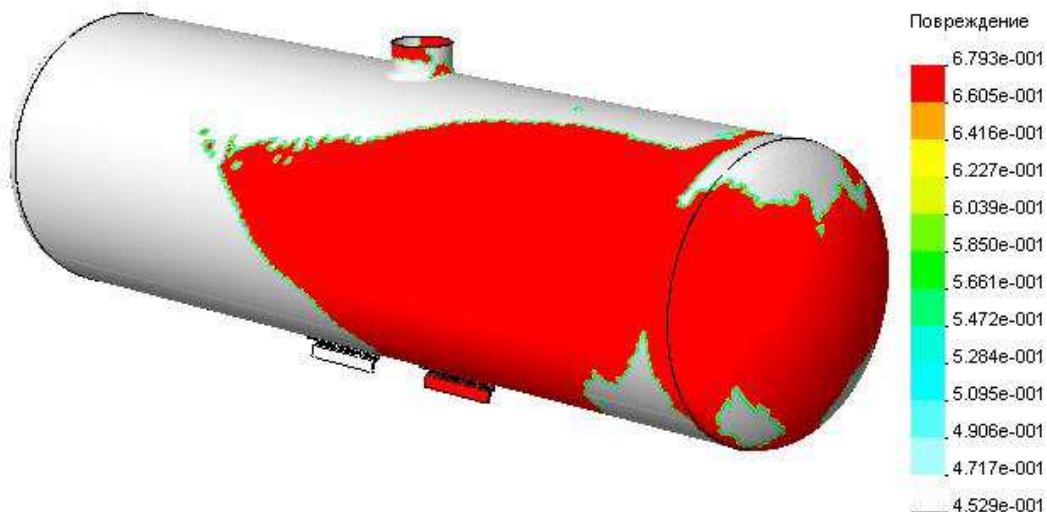


Рис.7. Повреждаемость котла от суммы вертикальных динамических и продольных горизонтальных эксплуатационных нагрузок за срок службы.

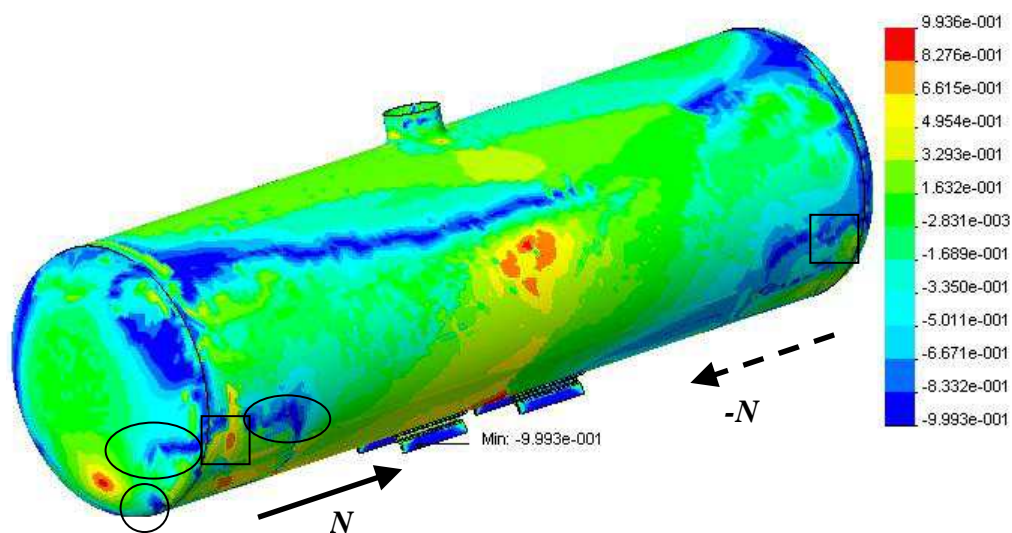


Рис.8. Двухосное напряженное состояние от суммы вертикальных динамических и продольных горизонтальных эксплуатационных нагрузок за срок службы

На рисунке 8 значение -1 указывает на чистый сдвиг, $+1$ указывает на чистое двухосное состояние. Характер распределения зон (обозначено кружками) действия строго касательных напряжений хорошо согласуется с зонами возникновения усталостных трещин, показанных на рисунке 1. В зонах, обозначенных квадратами, отмечены зоны перехода от чистого сдвига к двухосному состоянию, при перемене направления действия продольной нагрузки N .

На основании результатов конечно-элементного расчета усталостной прочности котла вагона-цистерны модели 15-Ц863 на комбинации циклических нагрузок, можно сделать вывод, что прочность котла при режимах нормальной эксплуатации удовлетворяет требованиям [1, 2] и имеет запас для продления срока службы. Следует обратить внимание на зоны сварных швов соединения обечайки и днища, нижнего листа котла в зоне лежневых опор и фасонных лап. Во время эксплуатации необходимо проводить диагностику швов методами неразрушающего контроля.

Литература

1. Правила международной перевозки опасных грузов по железным дорогам (МПОГ). Regulations concerning the International Carriage of Dangerous Goods by Rail (RID).
2. Организация сотрудничества железных дорог (ОСЖД), Приложение 2, Правила перевозок опасных грузов, к соглашению о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС), от 1 июля 2005 года.
3. Памятка О + Р 516 Грузовые вагоны сообщения между железными дорогами колеи 1435 мм и железными дорогами 1520 мм. Технические предписания и технические условия для допуска вагонов, от 01.01.1999 г.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов, железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)”, Изменения и дополнения №1 и №2 ВНИИВ-ВНИИЖТ, М., 1996 г.
5. Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520мм. Альбом –Справочник 002И-97 ПКБ ЦВ Проектностроительное бюро, 1998 г.