

Розробка методики проектувального розрахунку на міцність бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза

О. О. Бейгул, Д. І. Грищенко, В. О. Бейгул, Г. Л. Лепетова, Д. П. Часов,
Б. І. Коляда

Розробка методики проектувального розрахунку на міцність нетрадиційної бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза на пневмоколісному ході є важливою і актуальною через унікальність компоновки даного спецавтотранспортного засобу. Мета роботи полягає у розробці методики проектувального розрахунку на міцність бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза на пневмоколісному ході, націлену на створення довершеної конструкції з раціональною металомісткістю.

В результаті проведених теоретичного та експериментального досліджень виділені найпоширеніші розрахункові випадки. Серед них рух на нерівностях технологічних доріг на горизонтальній ділянці шляху – розрахунковий випадок для лонжеронів рами напівпричепи. Також розглянуто косий наїзд на високий бордюр – розрахунковий випадок для лонжеронів та поперечини рами напівпричепи. Проведено аналіз рушання контейнеровоза з місця вперед при непереборній перешкоді перед колесами напівпричепи – розрахунковий випадок для поперечини рами та вузлів кріплення підвіски напівпричепи контейнеровоза.

У результаті проведених теоретичного та експериментального досліджень визначено навантаження, яке діє на один ложемент несучої системи, саме воно формує крутильну жорсткість конструкції рами. В основу отриманої математичної моделі кожного із випадків лягли крутні та інерційні моменти, що діють на конструктивні елементи балки в різних площинах.

Математичні моделі отримані із умов міцності при кожному із розрахункових випадків та формують математичну формулу визначення товщини стінок балок рами. Математичний вираз демонструє ступінь переваги косого наїзду на високий бордюр над іншими розрахунковими випадками для лонжеронів та поперечини рами напівпричепи.

Закладені у математичну модель розрахункові параметри направлені на попередження розривів та скручування рами напівпричепи контейнеровоза.

Ключові слова: транспортувальні технології, проектувальний розрахунок, бугельна рама, розрахункова схема, розрахункове навантаження.

1. Вступ

В основу методики, яка пропонується, покладені найбільш характерні розрахункові випадки навантаження основних силових елементів, вузлів та агрегатів бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза.

У результаті проведених теоретичного та експериментального досліджень можна відзначити наступні розрахункові випадки:

1) рух по нерівностях технологічних доріг на горизонтальній ділянці шляху – розрахунковий випадок для лонжеронів рами напівпричепа;

2) косий наїзд на високий бордюр – розрахунковий випадок для лонжеронів та поперечини рами напівпричепа;

3) рушання контейнеровоза з місця вперед при непереборній перешкоді перед колесами напівпричепа – розрахунковий випадок для поперечини рами та вузлів кріплення підвіски напівпричепа контейнеровоза. Як відомо, тип профілів силових елементів впливає на крутильну жорсткість несучих систем, що помітно впливає на формування зовнішніх навантажень, сприйняття та передачу внутрішніх зусиль при русі автотранспорту по нерівностях технологічних доріг.

В залежності від компоновки, конструктивних особливостей слід віддавати перевагу тому чи іншому типу профілів, і це відслідковується на прикладах застосування відкритих, закритих або комбінованих профілів.

Несучі системи спецавтотранспорту у своїй більшості являють собою багатоконтурні плоскопросторові рами з відкритими профілями силових елементів. Дані системи по своїй природі не можуть мати високу крутильну жорсткість, при русі по нерівностях технологічних доріг відпрацьовують ці нерівності, закручуються як пропелер, зазнають значних деформацій.

Хребтові несучі системи, навпаки, мають нерозгалужену структуру у вигляді центральної балки закритого профілю, яка сприймає усі згинальні та крутильні навантаження, а відпрацьовування нерівностей технологічних доріг відбувається за рахунок пружної підвіски.

Напівпричіп контейнеровоза з бугельною рамою має триточкове опирання і під час їзди по нерівностях технологічних доріг не деформується зі своєї площини, і, з цього боку, не існує обмежень по типу профілів силових елементів. З іншого боку, елементи підвіски та опорні вузли для контейнерів спричиняють появу крутильних моментів, які діють на лонжерони бугельної рами. До того ж, поперечина при подоланні фронтальної перешкоди навантажується згинальними моментами у двох площинах, що обумовлює необхідність комплектування бугельної несучої системи силовими елементами закритого профілю.

Крутильна жорсткість лонжеронів істотно впливає на сприйняття та передачу зусиль в перетинах, де встановлюються вузли кріплення підвіски. Оскільки підвіска вважається вертикальним органом опори, то доцільно розглядати вертикальні навантаження лише у процесі збуреного руху машини. Жорсткість лонжеронів являє собою поздовжню площину, яка за конструктивними особливостями опирається на підвіску. В залежності від моменту прикладання дії сил навантаження підвіска може розраховуватися як жорстке або пружне навантаження на раму. Сукупна дія опорів горизонтальної та вертикальної площин дає результуючу проектувального розрахунку на міцність.

2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Дослідження динаміки та міцності машин нестандартних компоновок є поширеною, але не вивченою задачею. Аналіз міцності несучих систем промислового транспорту лежить в основі аналогічних досліджень. Так, робота [1] присвячена дослідженню динаміки самохідних машин з шарнірною рамою, у

тому числі коливань та стійкості руху. Але не в повній мірі досліджено розрахунковий випадок для лонжеронів рами напівпричепа. Робота [2] присвячена вибору типу несучої системи автоскраповоза з U-подібною рамою, та зовсім відсутній аналіз динамічних навантажень.

Робота [3] присвячена аналітичному дослідженню коливань дволанкових систем спецавтотранспорту. Та все ж таки невизначеним залишається розрахунковий випадок для лонжеронів та поперечини рами напівпричепа. Робота [4] присвячена динамічному впливу коливань балки під час руху, але відсутній аналіз горизонтальних складових сил, що діють на лонжерон.

Робота [5] присвячені удосконаленню робочого процесу самохідного навантажувально-транспортного обладнання. В даній роботі залишається нерозкритим розрахунковий випадок для поперечини рами та вузлів кріплення підвіски напівпричепа контейнеровоза. Робота [6] розкриває вплив сил навантажень на поверхні обертальних елементів, але зовсім не розкриває дію статичних навантажень на жорсткі нерухомі елементи рами. Робота [7] являє собою аналіз вібраційних дій на конструктивні елементи та на розглядає розрахунок жорсткості рами під час руху при різних умовах. Робота [8] присвячена діагностиці існуючих пошкоджень механізмів без урахування причин та теоретичного аналізу цих несправностей. У роботі [9] розглянуто вібраційні навантаження, що викликані технологічними органами агрегатів, а інші види навантажень залишилися без уваги. Робота [10] являє собою аналіз методик визначення вібраційних навантажень рухомих агрегатів, але інші методики робота не розглядає.

Робота [11] присвячена альтернативному використанню бугельної рами в промислових виробничих процесах, але розглянуто лише випадок статичної системи сил.

Відсутність методичного обґрунтування використовуваних методик діагностування та аналізу навантажень являють передумови для постановки задачі з вирішення проблеми, пов'язаної з методичним забезпеченням проектування несучих систем технологічного спецавтотранспорту з нетрадиційною компоновкою.

3. Мета і задачі дослідження

Метою дослідження є розробка методики проектувального розрахунку на міцність бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза, що дає можливість знизити експлуатаційні ризики розривів та скручування рам на етапі проектування та зменшити час на розрахунки міцності бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза.

Для досягнення мети було поставлено наступні завдання:

- визначити умову міцності для трьох розрахункових випадків: рух по нерівностях технологічних доріг, косий наїзд на високий бордюр та рушення контейнеровоза з місця вперед при непереборній перешкоді перед колесами напівпричепа;
- визначити кутову жорсткість стабілізатора поперечної стійкості профілю довільного та круглого поперечних перетинів.

4. Матеріали і методи дослідження методики проектувального розрахунку на міцність бугельної несучої системи

Дослідження, яке присвячене розробці розрахункової методики, базується на методах аналітичної механіки з використанням рівняння Лагранжа другого роду при визначенні показників динаміки навантаження на шляху до розрахункових навантажень, опору матеріалів з використанням аналітичного та графічного матеріалів у вигляді функцій внутрішніх силових факторів та відповідних епюр. Отримані результати строго аргументовані та складають основу практичного розрахунку на міцність бугельної несучої системи співчленованого контейнеровоза.

5. Результати дослідження методики проектувального розрахунку на міцність бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза

5.1. Визначення умову міцності для розрахункового випадку: рух по нерівностях технологічних доріг

У бугельній несучій системі зчленованого контейнеровоза вертикальні навантаження формуються у процесі збуреного руху машини. У поздовжній площині навантаження передаються на лонжерони, які опираються на підвіску, жорстку чи пружну.

На рис. 1 зображений зчленований контейнеровоз з бугельною рамою.

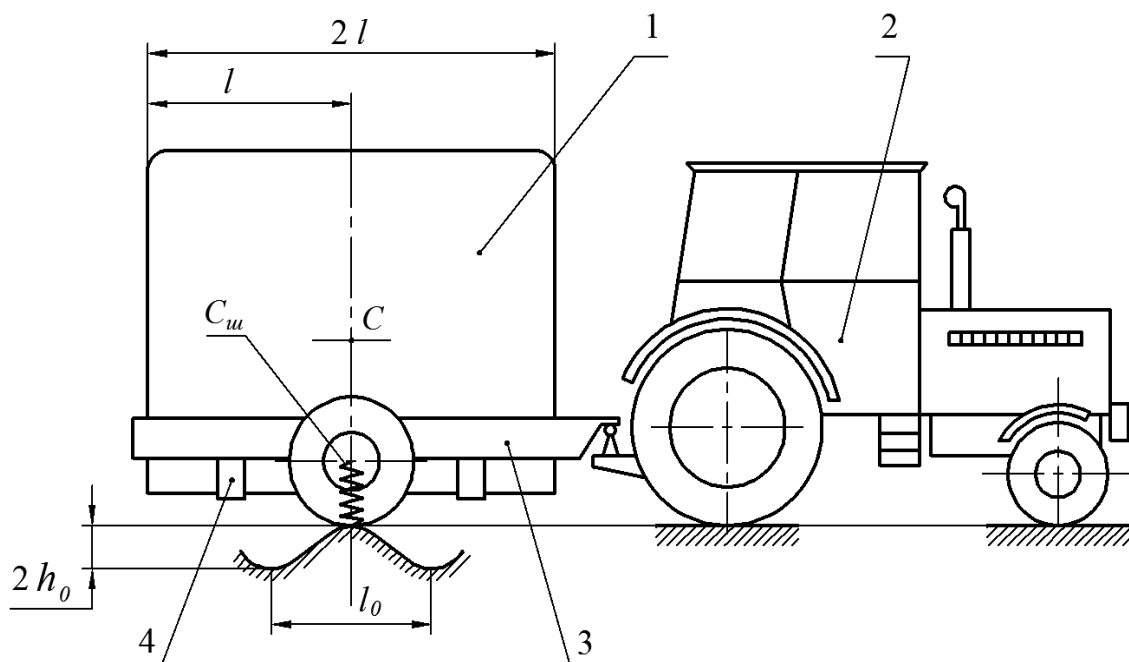


Рис. 1. Зчленований контейнеровоз з бугельною рамою: 1 – контейнер; 2 – тягач; 3 – напівпричіп з бугельною рамою; 4 – ложемент

Як виходить з компоновки зчленованого контейнеровоза, його рама знаходиться в умовах триточкового опирання, тому при русі по нерівностях технологічних доріг не деформується з своєї площини. Звідки витікає, що крутильна жорсткість для такої рами не актуальна. З іншого боку, крутильна жорсткість лонжеронів, як поздовжніх силових елементів рами, істотно впливає на сприй-

няття та передачу зусиль в перетинах, де встановлюються вузли кріплення підвіски, а також опорних ложементів для контейнерів.

На рис. 2 представлена бугельна рама зчленованого контейнеровоза, там же показані характерні перетини, які визначають формування навантажень і передачу зусиль. Розрахункова схема бугельної рами представлена на рис. 3.

Визначаємо розрахункові навантаження P_p , які діють на ложементи від контейнера. Нехтуючи крутильною жорсткістю контейнера, можна вважати, що навантаження на ложементи розподіляються рівномірно

$$P_p = \frac{K_{\partial 1} m_k g}{4}, \quad (1)$$

де P_p – розрахункове навантаження, яке діє на один ложемент несучої системи, Н; $K_{\partial 1}$ – коефіцієнт динамічності, який відповідає першому розрахунковому випадку; m_k – маса контейнера, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Коефіцієнт динамічності $K_{\partial 1}$ слід приймати наступним чином: $K_{\partial 1} = 2,0$ – для пружної підвіски, $K_{\partial 1} = 3,0$ – для жорсткої підвіски.

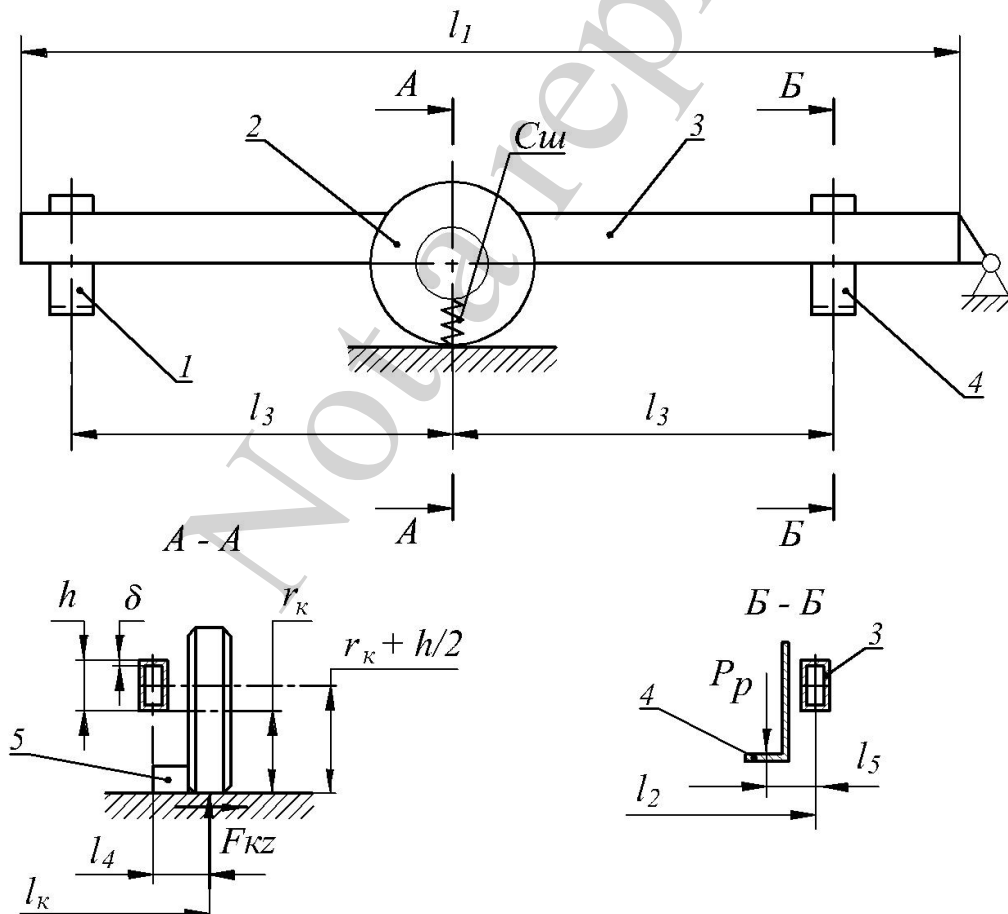


Рис. 2. Напівпричіп контейнеровоза з бугельною рамою: 1 – ложемент задній; 2 – колесо напівпричепа; 3 – бугельна рама; 4 – ложемент передній; 5 – бордюр

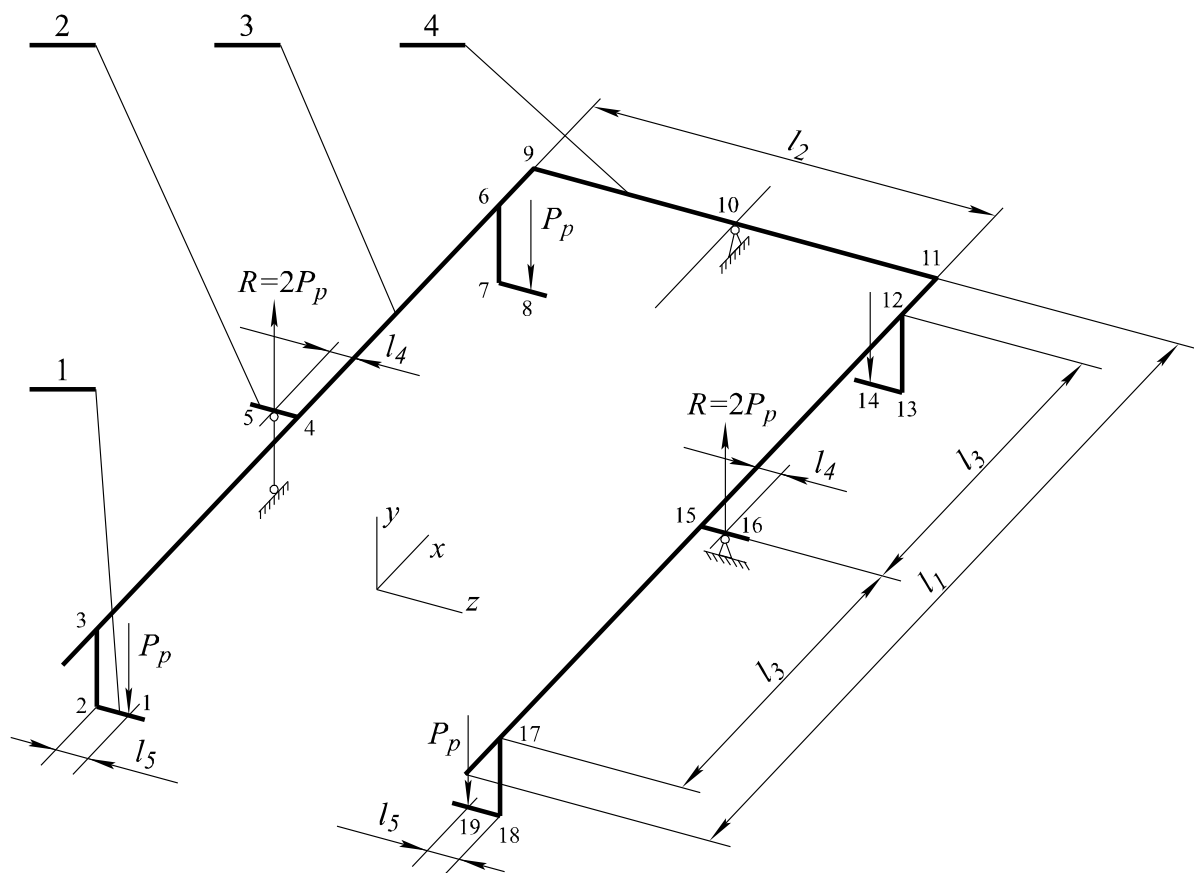


Рис. 3. Розрахункова схема бугельної рами: 1 – ложемент; 2 – вісь підвіски; 3 – лонжерон; 4 – поперечина

Розміри l_1 , l_2 , l_3 задаємо з габаритів контейнерів чи піддонів. До того ж слід додати, що метою розвантаження опорно-зчеплювального пристрою напівпричепа відстані між ложементами та віссю мають бути однаковими, а саме l_3 (рис. 3). У цьому випадку реакції опор у точках 5 та 16 дорівнюють $2P_p$. А далі записуємо функції згинальних та крутильних моментів на характерних ділянках рами і будуємо відповідні епюри внутрішніх силових факторів (рис. 4).

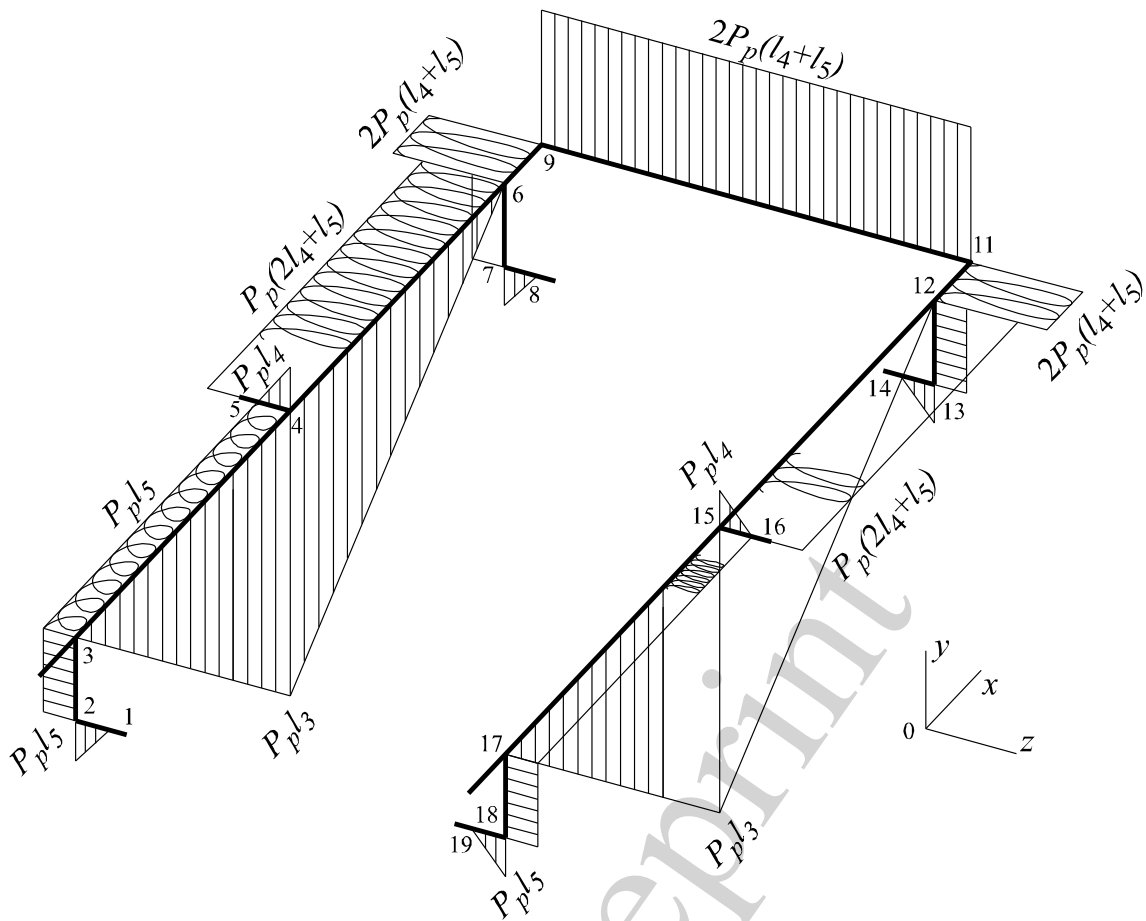


Рис. 4. Епюри згинальних та крутильних моментів по першому розрахунковому випадку в бугельній рамі

Епюра згинальних моментів.

$$M_x(z)_{1-2} = M_x(z)_{19-18} = -P_p z.$$

$$z = 0, M_x = 0; z = l_{1-2} = l_{19-18} = l_5, M_x = -P_p l_5.$$

$$M_x(y)_{2-3} = M_x(y)_{18-17} = -P_p l_5.$$

$$M_z(x)_{3-4} = M_z(x)_{17-15} = -P_p x.$$

$$x = 0, M_z = 0; x = l_{3-4} = l_{17-15} = l_3, M_z = -P_p l_3.$$

$$M_x(z)_{5-4} = M_x(z)_{16-15} = 2P_p x.$$

$$x = 0, M_x = 0; x = l_{5-4} = l_4, M_x = 2P_p l_4.$$

$$M_z(x)_{4-6} = M_z(x)_{15-12} = -P_p(l_3 - x).$$

$$x = 0, M_z = -P_p l_3; x = l_{4-6} = l_{15-12} = l_3; M_z = 0.$$

$$M_x(z)_{8-7} = M_x(z)_{14-13} = -P_p z.$$

$$z = 0, M_x = 0; z = l_{8-7} = l_{14-13} = l_5, M_x = -P_p l_5.$$

$$M_x(y)_{7-6} = M_x(y)_{13-12} = -P_p l_5.$$

$$M_z(x)_{6-9} = M_z(x)_{12-11} = 0.$$

$$M_x(z)_{9-11} = 2P_p(l_4 + l_5).$$

Епюра крутильних моментів

$$M_{kp}(z)_{1-2} = M_{kp}(z)_{19-18} = 0.$$

$$M_{kp}(y)_{2-3} = M_{kp}(y)_{18-17} = 0.$$

$$M_{kp}(x)_{3-4} = M_{kp}(x)_{17-15} = P_p l_5.$$

$$M_{kp}(z)_{5-4} = M_{kp}(z)_{16-15} = 0.$$

$$M_{kp}(x)_{4-6} = M_{kp}(x)_{15-12} = P_p(2l_4 + l_5).$$

$$M_{kp}(x)_{6-9} = M_{kp}(x)_{12-11} = 2P_p(l_4 + l_5).$$

$$M_{kp}(z)_{9-11} = 0.$$

Після отримання аналітичних виразів і побудови епюр згинальних та крутильних моментів по першому розрахунковому випадку в бугельній рамі приступаємо до проектувального розрахунку на міцність лонжеронів. Враховуючи спільну дію згинальних та крутильних моментів на лонжерони, приймаємо ці силові елементи з закритим, прямокутним, тонкостінним профілем (рис. 5).

Як витікає з епюр згинальних та крутильних моментів (рис. 4), небезпечними перетинами для лонжеронів є опорні перетини 4 та 15, де має місце складний напружений стан. Записуємо умову міцності для цих перетинів, використовуючи третю теорію міцності [10]:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left[\frac{M_{z(4,15)}}{W_{z(4,15)}}\right]^2 + 4\left[\frac{M_{kp(4,15)}}{W_{kp(4,15)}}\right]^2} \leq [\sigma], \quad (2)$$

де $\sigma_{\text{екв}}$ – еквівалентне напруження, Па;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, Па;

$W_{z(4,15)}$ – момент опору згинанню профіля лонжерона у небезпечному перетині, м³;

$W_{kp(4,15)}$ – момент опору крученню профіля лонжерона у небезпечному перетині, м³.

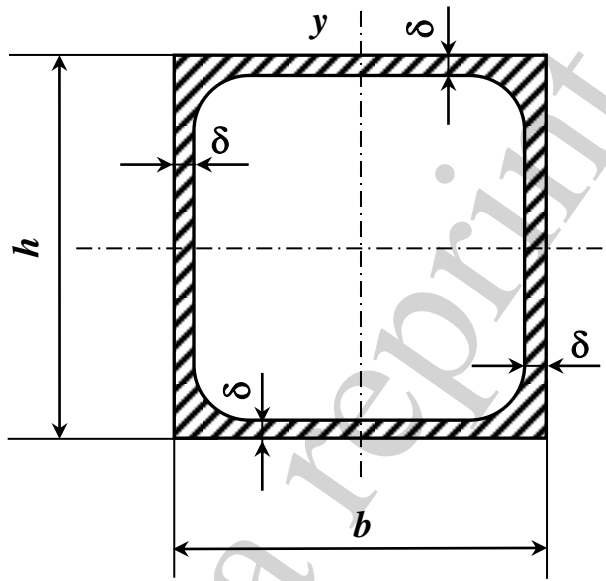


Рис. 5. Поперечний перетин силових елементів бугельної рами контейнеровоза

Після розкриття аналітичних виразів згинального та крутильного моментів, а також геометричних характеристик небезпечних перетинів 4 та 15 умова міцності (2) приймає наступний вигляд:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\left[\frac{\frac{1}{4}K_{\partial 1}m_k g l_3}{\frac{\delta h^2}{3}\left(3\frac{b}{h}+1\right)}\right]^2 + 4\left[\frac{\frac{1}{4}K_{\partial 1}m_k g(2l_4+l_5)}{2(b-\delta)(h-\delta)\delta}\right]^2} \leq [\sigma]. \quad (3)$$

Задаючи два виміри поперечного перетину, як правило це зовнішні габарити b і h , визначаємо третій, а саме товщину стінок δ , (рис. 5) з умови міцності (3).

5. 2. Визначення умову міцності для розрахункового випадку: косий наїзд на високий бордюр

Другий розрахунковий випадок – проектувальний розрахунок на міцність лонжеронів та поперечини бугельної несучої системи при навантаженні боковими силами у площині рами. Розрахункова схема бугельної рами по другому розрахунковому випадку представлена на рис. 6.

Другий розрахунковий випадок моделює формування само врівноважених бокових сил, які згинають лонжерони бугельної несучої системи у своїй площині, а також крутильних моментів, які закручують лонжерони при косому наїзді на високий бордюр. Слід зауважити, що поздовжньою силою R_{kx} (рис. 6), як складовою реакції бордюра, можна нехтувати по її малості.

Розрахункова бокова сила визначається як бокова реакція покриття дороги на межі зриву зчеплення коліс при косому наїзді на високий бордюр:

$$R_{kz} = \frac{1}{2} m_{\text{нн}} g f, \quad (4)$$

де R_{kz} – розрахункова бокова сила, яка діє на колесо напівпричепа, вільне від наїзду на бордюр, Н;

$m_{\text{нн}}$ – маса навантаженого напівпричепа, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

f – коефіцієнт тертя бігової поверхні пневматики колеса по дорожньому покриттю.

Розрахунковий крутильний момент, який діє на лонжерон, визначається наступним чином:

$$M_{\text{кр}} = R_{kz} H, \quad (5)$$

де $M_{\text{кр}}$ – розрахунковий крутильний момент, Н·м; H – плече бокової сили відносно поздовжньої осі лонжерона, м.

Записуємо функції згинальних та крутильних моментів на характерних режимах рами і будуємо епюри відповідних внутрішніх силових факторів (рис. 7).

Епюра згинальних моментів.

$$M_x(z)_{1-2} = 0; \quad M_x(y)_{2-3} = 0;$$

$$M_z(x)_{3-4} = 0; \quad M_x(z)_{5-4} = 0.$$

$$M_y(x)_{4-9} = R_{kz} x; \quad x = 0;$$

$$M_y = 0; \quad x = l_6; \quad M_y = R_{kz} l_6.$$

$$M_y(z)_{9-11} = R_{kz} l_6; M_x(z)_{9-11} = R_{kz} H.$$

$$M_x(z)_{19-18} = 0; M_x(y)_{18-17} = 0;$$

$$M_z(x)_{17-15} = 0; M_y(x)_{17-15} = 0.$$

$$M_y(x)_{15-11} = R_{kz} x; x = 0; M_y = 0; x = l_6; M_y = R_{kz} l_6.$$

Епюра крутильних моментів.

$$M_{kp}(z)_{1-2} = 0; M_{kp}(y)_{2-3} = 0; M_{kp}(x)_{3-4} = 0; M_{kp}(x)_{4-9} = R_{kz} H.$$

$$M_{kp}(z)_{19-18} = 0; M_{kp}(y)_{18-17} = 0; M_{kp}(x)_{17-15} = 0; M_{kp}(x)_{15-11} = R_{kz} H.$$

Після отримання аналітичних виразів і побудови епор згинальних та крутильних моментів по другому розрахунковому випадку в бугельній рамі приступаємо до проектувального розрахунку на міцність лонжеронів.

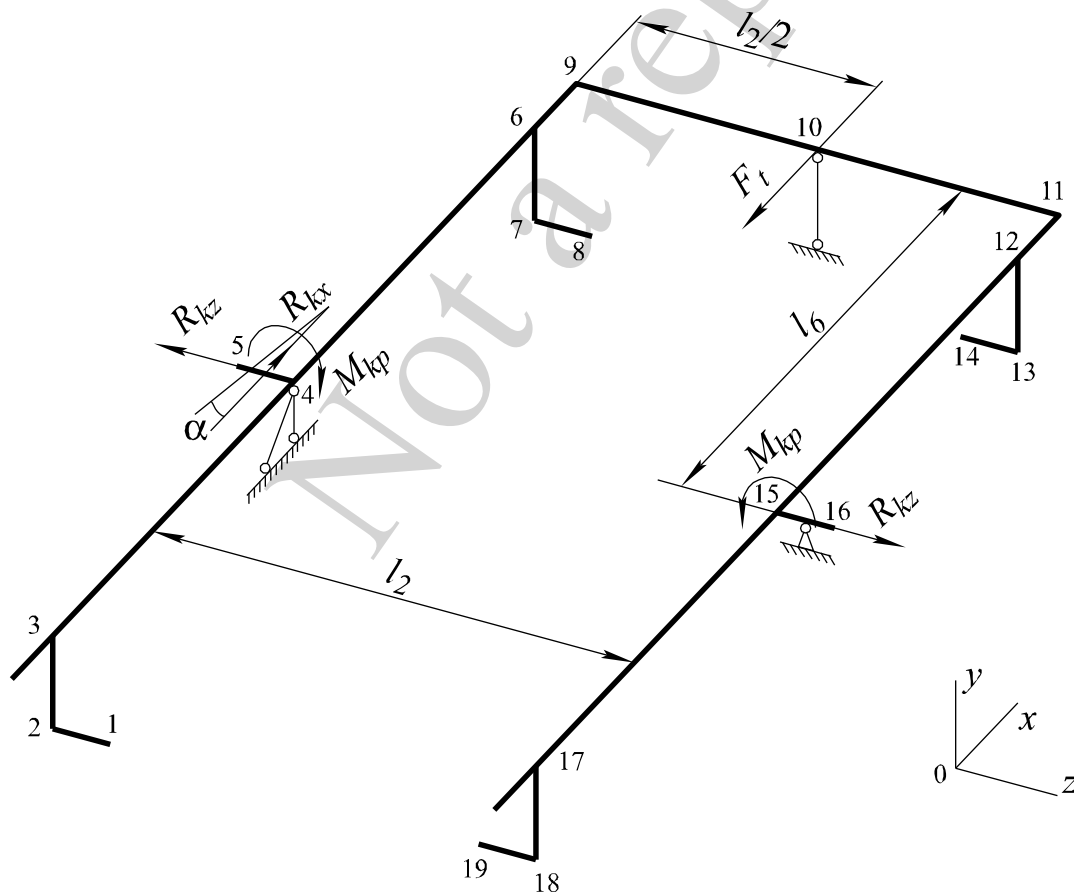


Рис. 6. Розрахункова схема та епюри згинальних та крутильних моментів по другому розрахунковому випадку

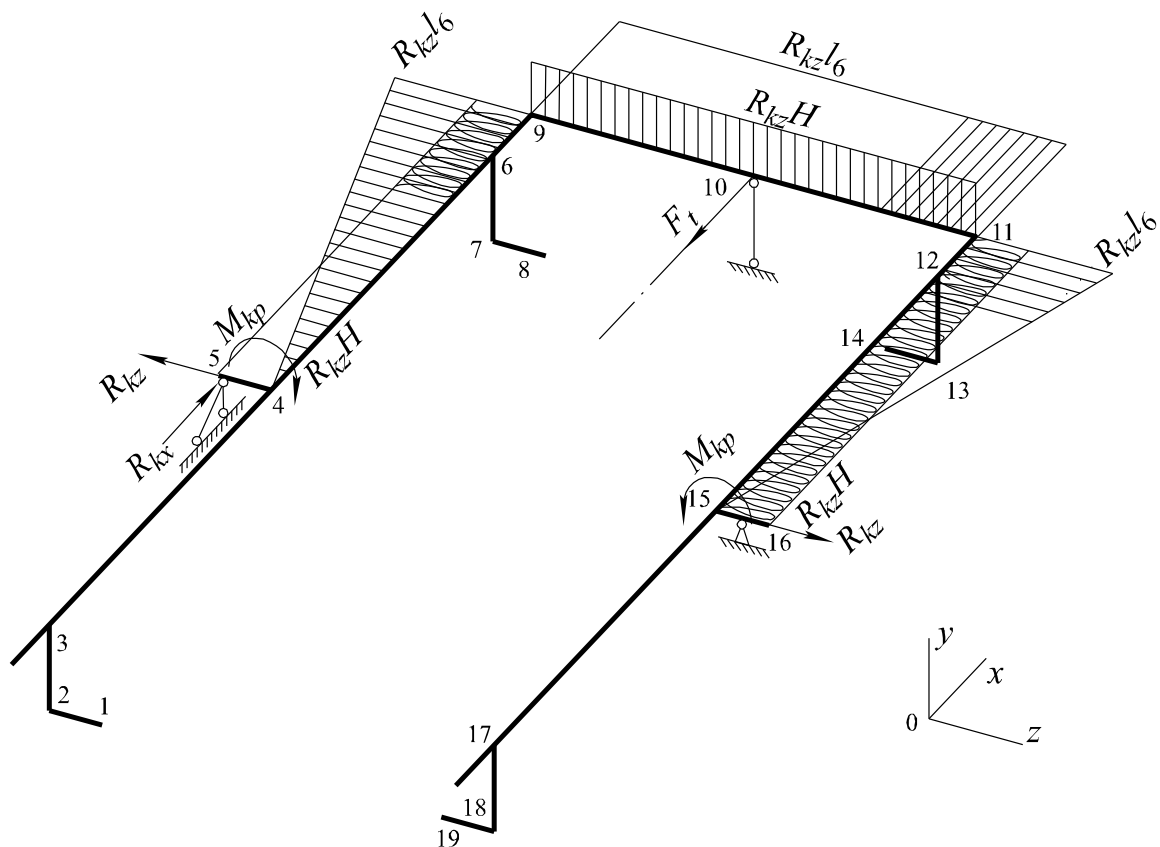


Рис. 7. Епюри згинальних та крутильних моментів по другому розрахунковому випадку в бугельній рамі

Як це витікає з епюр згинальних та крутильних моментів (рис. 7), небезпечними перетинами для лонжеронів по другому розрахунковому випадку є кутові перетини 9, 11, де має місце складний напружений стан. Крім того, у цих перетинах слід враховувати крутильний момент, який приходить від першого розрахункового випадку, але з коефіцієнтом динамічності, що дорівнює одиниці. Записуємо умову міцності для цих перетинів, використовуючи третю теорію міцності [10]:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left[\frac{M_y(9)_{4-9}}{W_y(9)} \right]^2 + 4 \left[\frac{M_{кр}^{(1)}(9)_{4-9} + M_{кр}^{(2)}(9)_{4-9}}{W_{кр}(9)} \right]^2} \leq [\sigma], \quad (6)$$

де $M_y(9)_{4-9}$ – згинальний момент у перетині 9 ділянки 4–9 лонжерона по другому розрахунковому випадку, Н·м;

$M_{кр}^{(1)}(9)_{4-9}$ – крутильний момент у перетині 9 ділянки 4–9 лонжерона по першому розрахунковому випадку при $K_{\partial 1} = 1$, Н·м;

$M_{кр}^{(2)}(9)_{4-9}$ – крутильний момент у перетині 9 ділянки 4–9 лонжерона по другому розрахунковому випадку, Н·м;

$W_y(9)$ – момент опору згинанню у перетині 9(11) лонжерона, м³;

$W_{kp}(9)$ – момент опору кручення у перетині 9(11) лонжерона, м³.

Після розкриття аналітичних виразів згинальних та крутильних моментів, а також геометричних характеристик небезпечних перетинів 9, 11 (рис. 5) умова міцності (6) приймає наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_{екв} &= \\ &= \sqrt{\left[\frac{\frac{1}{2} m_{нн} g f l_6}{\frac{\delta b^2}{3} \left(3 \frac{h}{b} + 1 \right)} \right]^2 + 4 \left[\frac{2 \cdot \frac{1}{4} m_k g (l_4 + l_5) + \frac{1}{2} m_{нн} g f H}{2(b - \delta)(h - \delta)\delta} \right]^2} \leq [\sigma]. \end{aligned} \quad (7)$$

Згадаємо ті ж габаритні розміри небезпечного перетину b, h , що і в попередньому розрахунку, і визначаємо товщину стінок δ з умови міцності (7).

5.3. Визначення умову міцності для розрахункового випадку: рушання контейнеровоза з місця вперед при непереборній перешкоді перед колесами напівпричепа

Третій розрахунковий випадок – проектувальний розрахунок на міцність поперечини рами при навантаженні її у поздовжньому напрямку. Розрахункова схема бугельної рами по третьому розрахунковому випадку представлена на рис. 8.

Третій розрахунковий випадок моделює найбільш жорстке навантаження поперечини бугельної рами у її площині. Цей розрахунковий випадок реалізується при тяговому зусиллі на межі втрати зчеплення приводних коліс тягача, розрахункове тягове зусилля визначається за формулою:

$$F_T = m_{тк} g f, \quad (8)$$

де F_T – розрахункове тягове зусилля тягача, Н; $m_{тк}$ – маса тягача, яка зосереджена на приводних колесах, кг.

Як це витікає з розрахункової схеми напівпричепа, система симетрична відносно поздовжньої осі, реакції коліс визначаються наступним чином:

$$R_{кx} = \frac{1}{2} F_T, \quad (9)$$

або після підстановки виразу (8) у співвідношення (9):

$$R_{кx} = \frac{1}{2} m_{тк} g f. \quad (10)$$

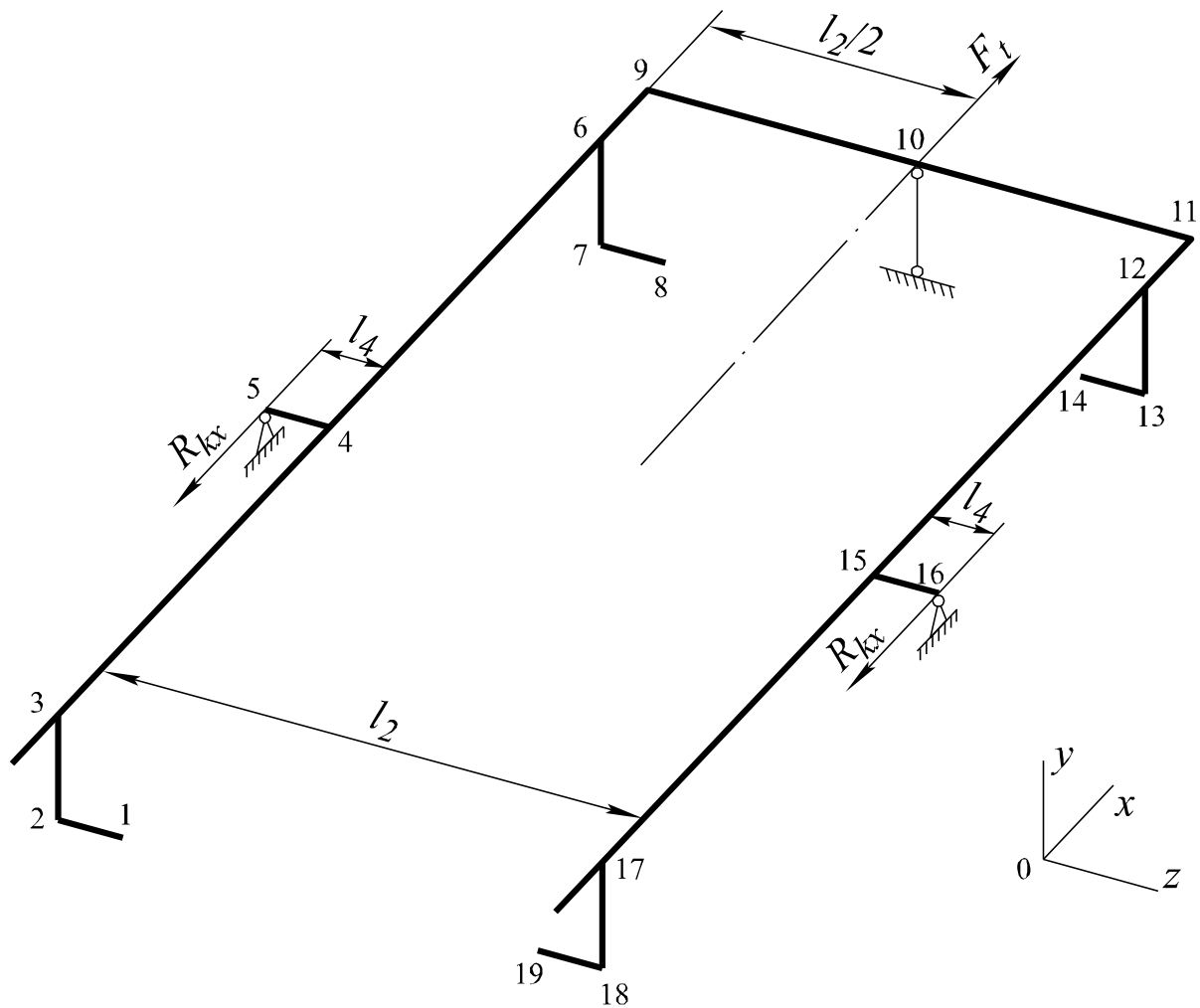


Рис. 8. Розрахункова схема бугельної рами по третьому розрахунковому випадку

Далі запишемо функції згинальних моментів на характерних ділянках рами і будемо відповідну епюру (рис. 9).

$$M_y(z)_{5-4} = R_{kx}z; \quad z=0; \quad M_y = 0;$$

$$z = l_{5-4} = l_4; \quad M_y = \frac{1}{2}m_{TK}g f l_4.$$

$$M_y(x)_{4-9} = R_{kx}l_4; \quad \frac{1}{2}m_{TK}g f l_4.$$

$$M_x(z)_{9-10} = R_{kx}(l_4 + z) = \frac{1}{2}m_{TK}g f (l_4 + z).$$

$$z = 0; \quad M_y = \frac{1}{2}m_{TK}g f l_4;$$

$$z = \frac{l_2}{2} = l_4; \quad M_y = \frac{1}{2} m_{\text{TK}} g f \left(l_4 + \frac{l_2}{2} \right).$$

$$M_y(z)_{16-15} = R_{\text{KX}} z; \quad z = 0;$$

$$M_y = 0; \quad z = l_{16-15} = l_4; \quad M_y = \frac{1}{2} m_{\text{TK}} g f l_4.$$

$$M_y(x)_{15-11} = R_{\text{KX}} l_4 = \frac{1}{2} m_{\text{TK}} g f l_4.$$

$$z = 0; \quad M_y = \frac{1}{2} m_{\text{TK}} g f l_4; \quad z = \frac{l_2}{2} = l_4;$$

$$M_y = \frac{1}{2} m_{\text{TK}} g f \left(l_4 + \frac{l_2}{2} \right).$$

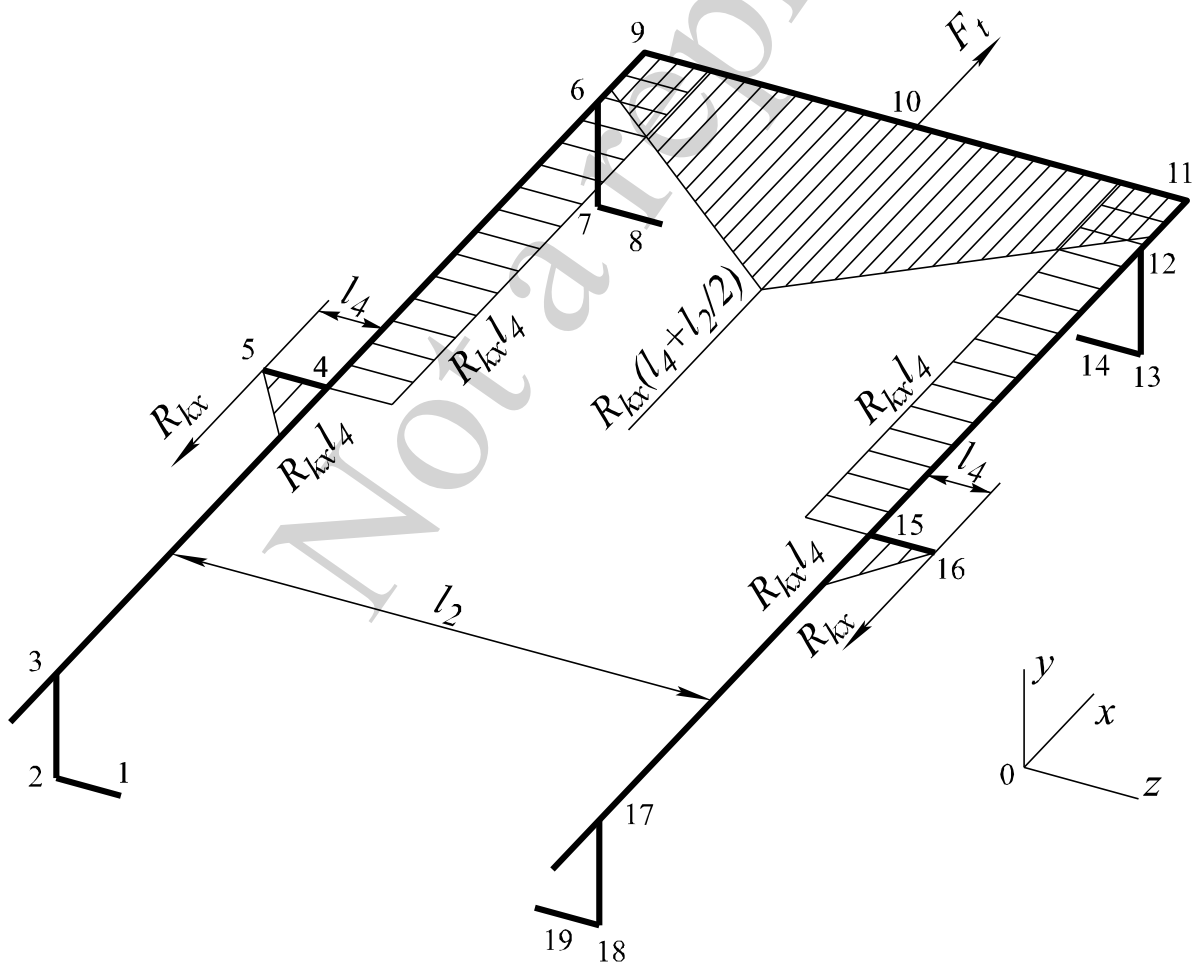


Рис. 9. Епюра згинальних моментів по третьому розрахунковому випадку в бугельній рамі

Після отримання аналітичних виразів і побудови епюри згинальних моментів по третьому розрахунковому випадку в бугельній рамі приступаємо до проектувального розрахунку на міцність поперечини.

Як це видно з епюри згинальних моментів (рис. 9), небезпечним перетином для поперечини бугельної рами по третьому розрахунковому випадку є перетин 10, де згинальний момент у площі рами є максимальним. Крім того, у цьому перетині слід враховувати згинальний момент у поперечній площині, який приходить від першого розрахункового випадку, але з коефіцієнтом динамічності, який дорівнює одиниці. У цьому випадку має місце складний вигин, і умова міцності записується наступним чином:

$$\sigma_z(10) = \frac{M_y^{(3)}(10)_{9-11}}{W_y(10)} + \frac{M_x^{(1)}(10)_{9-11}}{W_x(10)} \leq [\sigma], \quad (11)$$

де $\sigma_z(10)$ – максимальне сумарне напруження у поперечині, Па;

$M_y^{(3)}(10)_{9-11}$ – згинальний момент у перетині 10 поперечини рами по третьому розрахунковому випадку, Н·м;

$M_x^{(1)}(10)_{9-11}$ – згинальний момент у перетині 10 поперечини рами по першому розрахунковому випадку при $K_{\partial 1} = 1$, Н·м;

$W_y(10)$ – момент опору згинанню перетину 10 поперечини рами відносно осі y , м³;

$W_x(10)$ – момент опору згинанню перетину 10 поперечини рами відносно осі x , м³.

Після розкриття аналітичних виразів згинальних моментів, а також геометричних характеристик поперечного перетину 10 (рис. 5) умова міцності (11) приймає наступний вигляд:

$$\sigma_z(10) = \frac{\frac{1}{2} m_{\text{тк}} g f \left(l_4 + \frac{l_2}{2} \right)}{\frac{\delta b^2}{3} \left(3 \frac{h}{b} + 1 \right)} + \frac{2 \cdot \frac{1}{4} m_{\text{к}} g f (l_4 + l_5)}{\frac{\delta h^2}{3} \left(3 \frac{b}{h} + 1 \right)} \leq [\sigma]. \quad (12)$$

Задаємо зовнішні габарити перетину 10, уже відомі b , h з попередніх розрахунків, а товщину стійок δ визначаємо з умови міцності (12).

Таким чином, при вибраних з конструктивних міркувань габаритних тонкостінних, прямокутних, закритих профілів силових елементів бугельної рами, а саме b і h , з умов міцності по трьох розрахункових випадках навантаження несучої системи та їх комбінаціях отримуємо відповідні товщини стійок профілів δ . У запас міцності приймаємо найбільше значення товщини δ .

Під впливом бокових сил на поворотах, при неусталених режимах руху, викликаних кососиметричними кінематичними збуреннями, у напівпричепа зчлено-

ваного контейнеровоза з пружною підвіскою виникають крени статичного та динамічного походжень, які можна парировати стабілізатором поперечної стійкості.

Стабілізатори поперечної стійкості у статичній постановці розраховується на забезпечення певної кутової жорсткості, при динамічних критеріях вибору параметрів стабілізаторів поперечної стійкості останні виступають як додатковий пружний елемент динамічної системи, який впливає на власні динамічні характеристики системи і таким чином на стійкість збуреного руху такої системи при наявності кососиметричних кінематичних збурень.

Але в обох випадках ключову роль відіграє кутова жорсткість стабілізатора поперечної стійкості як пружного елемента підвіски напівпричепа контейнеровоза. У випадку напівпричепа контейнеровоза з бугельною рамою геометричні параметри стабілізатора поперечної стійкості спрощуються, розрахункова схема представлена на рис. 10.

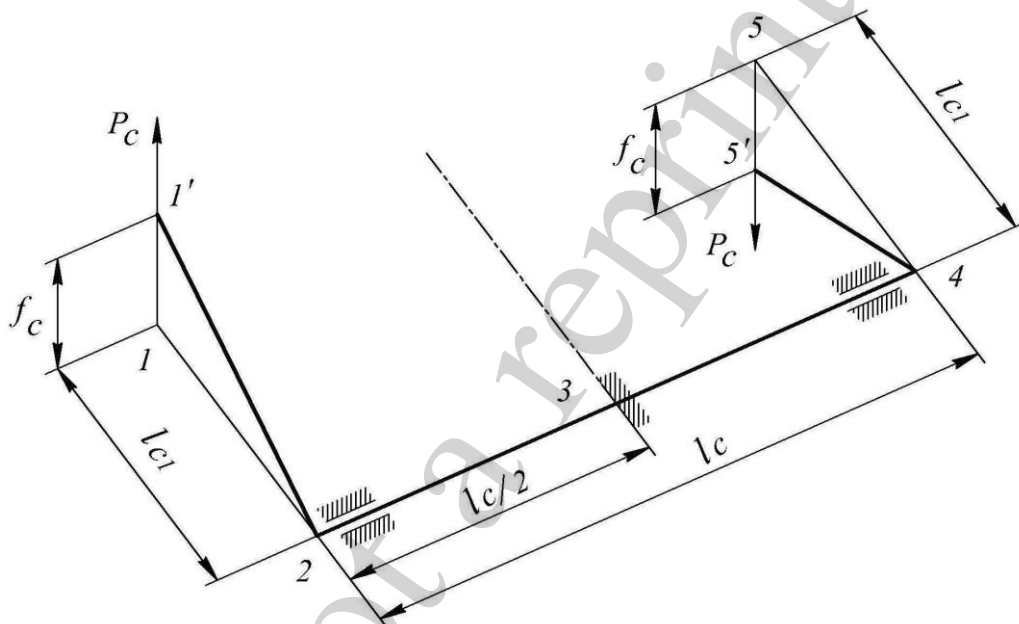


Рис. 10. Розрахункова схема стабілізатора поперечної стійкості напівпричепа контейнеровоза

Лінійне переміщення f_c стабілізатора поперечної стійкості реалізується згинанням ділянок 1–2 та 5–4, а також крученням ділянки 2–4 (рис. 10). Лінійна жорсткість стабілізатора поперечної стійкості визначається:

$$C_c = \frac{P_c}{f_c}, \quad (13)$$

де C_c – лінійна жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, Н/м; P_c – навантаження при крені, Н; f_c – лінійне переміщення стабілізатора поперечної стійкості, м.

Для довільного профілю поперечного перетину стабілізатора поперечної стійкості:

$$C_c = \frac{E}{l_{c1}^2 \left[\frac{l_{c1}}{3I_3} + (1+\nu) \frac{l_c}{I_p} \right]}, \quad (14)$$

де E – модуль пружності першого роду матеріалу стабілізатора поперечної стійкості, Па; I_3 – осьовий момент інерції поперечного перетину стабілізатора поперечної стійкості, м⁴; I_p – полярний момент інерції поперечного перетину стабілізатора поперечної стійкості, м⁴; ν – коефіцієнт Пуассона.

Для круглого профілю поперечного перетину стабілізатора поперечної стійкості:

$$C_c = \frac{Ed^4}{20l_{c1}^2 \left[\frac{l_{c1}}{3} + (1+\nu) \frac{l_c}{2} \right]}, \quad (15)$$

де d – діаметр прутка, з якого виготовлений стабілізатор поперечної стійкості, м.

5. 4. Визначення кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості профілю довільного та круглого поперечних перетинів

У результаті проведених досліджень стабілізаторів поперечної стійкості у статичній постановці було отримано кутову жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, яка математично може бути записана у вигляді формул, а саме:

– для довільного профілю поперечного перетину:

$$C_\beta = \frac{El_c^2}{2l_{c1}^2 \left[\frac{l_{c1}}{3I_3} + (1+\nu) \frac{l_c}{I_p} \right]}. \quad (16)$$

– для круглого профілю поперечного перетину стабілізатора поперечної стійкості:

$$C_\beta = \frac{Ed^4 l_c^2}{40l_{c1}^2 \left[\frac{l_{c1}}{3} + (1+\nu) \frac{l_c}{2} \right]}. \quad (17)$$

6. Обговорення результатів дослідження методики проектувального розрахунку на міцність бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза

Отримані умови міцності для кожного із розрахункових випадків є результатом просторового дослідження дії сил та крутних моментів на раму, яка в різних ситуаціях розглядається як консольна балка або шарнірна опора. Під час руху по нерівностях технологічних доріг епіюра навантажена з одного боку згинальним

моментом, а з іншого – крутним. Причипна частина рами отримую навантаження рівномірної дії на розрив з боку тягача. Отримана умова міцності визначена із урахування конструкції лонжеронів рами, які мають квадратний переріз із рівнобічного профілю. Товщина профілю стінок по розрахункам залежить від зовнішніх характеристик – товщини та ширини, які в більшості випадків є рівнозначними.

При косому наїзді на високий бордюр навантаження симетрично розподілено між боковими балками, оскільки одна бічна частина в значній мірі навантажена крутним моментом, а інша – згинальним. Головне навантаження отримує причіпна частина балки, так як виконує роль компенсаторів дій моментів. Як результат є необхідність використання балки з нерівнобічним профілем, оскільки таким чином буде забезпечено витримка значних моментів.

Під час рушання контейнеровоза з місця вперед при непереборній перешкоді перед колесами напівпричепа навантаження діють лише на розрив в усіх площинах. Дане явище додатково вносить рекомендації на застосування балок з різним зовнішнім профілем.

Умова жорсткості стабілізатора поперечної стійкості напряму залежить від довжини балок із умови емпіричного співвідношення довжин до перетинів профілів балок.

Послідовне використання отриманих методик дає можливість знизити експлуатаційні ризики розривів та скручування рам на етапі проектування та зменшити час на розрахунки міцності бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза.

Головною вадою даного дослідження залишається необхідність використання у розрахунках значних запасів міцності, оскільки дані методики не враховують одночасного впливу двох і більше розрахункових випадків.

Також робота розглядає подальші дослідження у напрямку динамічних навантажень при транспортуванні в'язких, рідких та інших динамічно рухомих вантажів.

7. Висновки

1. Визначено умови міцності для кожного з трьох розрахункових випадків:
– рух по нерівностях технологічних доріг (3);
– косий наїзд на високий бордюр (7);
– рушання контейнеровоза з місця вперед при непереборній перешкоді перед колесами напівпричепа (12).

2. У результаті проведених досліджень стабілізаторів поперечної стійкості у статичній постановці було отримано кутову жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, яка математично може бути записана у вигляді формул, а саме:

– для довільного профілю поперечного перетину (16);
– для круглого профілю поперечного перетину стабілізатора поперечної стійкості (17).

Використання розрахункових формул (16) та (17) зменшує час на розрахункові дослідження міцності бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза на 20–30 % часу у порівнянні із існуючими аналітичними розрахунковими ме-

тодиками. Дане скорочення можливе за рахунок одночасного використання в розрахункових формулах приведених рівнянь крутних моментів для випадків:

- рух по нерівностях технологічних доріг;
- косий наїзд на високий бордюр;
- рушання контейнеровоза з місця вперед при непереборній перешкоді.

Література

1. Малиновский, Е. Ю., Гайцгори, М. М. (1974). Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость движения). М.: Машиностроение, 172.
2. Бейгул, О. О., Корнійчук, М. М., Бейгул, В. О., Лепетова, Г. Л. (2013). Дослідження та вибір типу несучої системи автоскrapовоза з U-подібною рамою. Надійність металургійного обладнання. Міжнар. наук.-техн. конф. Дніпропетровськ, 138–141.
3. Веселов, Г. П., Густомясов, А. Н., Колмаков, В. И. (1988). Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп. Известия вузов. Машиностроение, 5, 92–97.
4. Лобас, Л. Г., Ващенко, Ю. Л. (1991). Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости. Прикладная механика, 27 (12), 85–91.
5. Skeinik, R., Petersen, D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
6. Pozhidaeva, V. (2005). Determining the Roughness of Contact Surfaces of the Rolling Bearings by the Method of Shock Pulses. World Tribology Congress III, Volume 2. doi: <https://doi.org/10.1115/wtc2005-64221>
7. Liu, G., Parker, R. G. (2008). Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration. Journal of Mechanical Design, 130 (12). doi: <https://doi.org/10.1115/1.2976803>
8. Bently, D. E., Hatch, C. T., Grissom, B. (2002). Fundamentals of rotating Machinery Diagnostics. ASME Press, 756. doi: <https://doi.org/10.1115/1.801frm>
9. Trebuňa, F., Šimčák, F., Bocko, J., Huňady, R., Pástor, M. (2014). Complex approach to the vibrodiagnostic analysis of excessive vibration of the exhaust fan. Engineering Failure Analysis, 37, 86–95. doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.11.015>
10. Puchalski, A. (2015). A technique for the vibration signal analysis in vehicle diagnostics. Mechanical Systems and Signal Processing, 56-57, 173–180. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2014.11.007>
11. Chasov, D. (2016). Determining the equation of surface of additional blade of a screw conveyor. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5 (1 (83)), 10–14. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80606>