

© О. В. Павленко, канд. техн. наук, доцент,  
ORCID: 0000-0001-8277-340X,  
e-mail: alexander6170101@gmail.com,  
(КрНУ ім. М. Остроградського);  
© С. В. Дунь, канд. техн. наук,  
начальник відділу,  
ORCID: 0000-0002-0090-2261,  
e-mail: serg.dun@ukr.net,  
(ПрАТ «АвтоКрАЗ»);  
© О. А. Харьков,  
ORCID: 0000-0003-2561-4837,  
e-mail: odn68741@ukr.net,  
(КрНУ ім. М. Остроградського)

© Oleksandr Pavlenko, PhD, Associate Professor,  
ORCID: 0000-0001-8277-340X,  
e-mail: alexander6170101@gmail.com,  
(Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National  
University);  
© Serhii Dun, PhD, Head of Department,  
ORCID: 0000-0002-0090-2261,  
e-mail: serg.dun@ukr.net,  
(PJSC «AutoKrAZ»);  
© Oleksandr Kharkov,  
ORCID: 0000-0003-2561-4837,  
e-mail: odn68741@ukr.net,  
(Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National  
University)

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МІЦНОСТІ РАМ АВТОМОБІЛІВ КрАЗ, ВИГОТОВЛЕНИХ ІЗ ПРОФІЛІВ РІЗНОЇ ФОРМИ

### COMPARATIVE ANALYSIS OF THE STRENGTH OF TRUCK FRAMES MADE FROM PROFILES OF DIFFERENT SHAPES

**Анотація.** Проведено розрахунки на міцність гарячекатаного швелера з низьколегованої сталі вітчизняного виробництва та полегшеного холодногнутого швелера з високоміцної сталі зарубіжного виробництва для лонжеронів рам великовантажного автомобіля КрАЗ-6510TE з визначенням напружень в лонжеронах і критичних зон за умовою міцності та величин деформації на згин лонжеронів від статичних навантажень і навантажень на раму від кручень під час руху автомобіля в різних дорожніх умовах.

Зроблено висновки про доцільність застосування полегшених холодногнутих швелерів з високоміцної сталі для виготовлення лонжеронів рам великовантажних автомобілів КрАЗ, в результаті чого забезпечується міцність та надійність рам зі значною економією металу. Результати досліджень можна розповсюдити на всі моделі автомобілів КрАЗ.

**Ключові слова:** вантажний автомобіль, несуча система автомобіля, міцність рам, лонжерони рам, профіль швелера, низьколегована сталь, напруження в лонжеронах, прогин лонжеронів.

**Abstract.** Calculations were made on the strength of the hot-rolled channel made of low-alloy steel produced by the metallurgical plant "Metinvest" (Ukraine) and the lightweight cold-bent channel made of high-strength steel produced by the metallurgical plant "Voestalpine AG" (Austria) for the frame spars of a heavy-duty vehicle - the KrAZ-6510TE tractor unit, as the most powerful and a loaded car from the model range of KrAZ cars, with the determination of stresses in the spars and critical zones under the condition of strength and magnitude of the spars' bending deformation from static loads and. The calculations were carried out taking into account the chemical composition and mechanical properties of the materials, the geometric characteristics of the cross-sections of the channels by computer modeling with visualization of the determined stresses and critical zones in the spars.

The study of loads on the frame was carried out according to the methodology of determining the static load on the frame of a stationary car from the sprung masses of hinged units and aggregates, which is then multiplied by the dynamism coefficient, which takes into account the increase in the load on the frame depending on road conditions and the speed of the car. The stress distribution in the frame spars was determined according to the IV theory of strength (according to Mises).

Conclusions were made about the expediency of using lightweight cold-bent channels made of high-strength steel for the manufacture of frame spars of KrAZ heavy-duty trucks, as a result of which the strength and reliability of the frames is ensured with a significant saving of metal. Recommendations are provided for strengthening frame spars in critical areas. Research results can be applied to all models of KrAZ trucks.

**Keywords:** truck, vehicle supporting system, frame strength, frame spars, channel profile, low-alloy steel, spar stress, spar deflection.

## Вступ

Забезпечення міцності рами, як несучої системи вантажних автомобілів – одна з головних задач, яку постійно вирішують розробники техніки з метою забезпечення її працездатності, надійності та довговічності.

Більшість світових виробників вантажних автомобілів застосовують рами, які складаються з двох лонжеронів П-подібного профілю змінного перетину, з'єднаних між собою штампованими поперечинами. До рами кріпляться усі основні вузли та агрегати автомобіля – силовий агрегат, кабіна, кузов, підвіска, агрегати трансмісії, бампер, буксирні прилади та інші навісні агрегати (підніжки, кронштейни з баками, брызговики, паливні, пневмо- та електропроводи тощо).

Під час експлуатації вантажних автомобілів рами піддаються навантаженням на згин від вантажу під час його навантаження і перевезення, на кручення - під час руху по ділянках доріг з нерівностями, іншим навантаженням від тягової чи гальмівної сили на ведучих колесах. Найбільш навантажені ділянки рами знаходяться в районі кріплення передньої та задньої підвісок автомобіля, кріплення та установки вантажного кузова або сидельно-зчіпного пристрою. На міцність рами значно впливають матеріал і профіль застосованих лонжеронів, наявність в лонжеронах отворів для кріплення навісних агрегатів, які є концентраторами напруги.

Виробники вантажних автомобілів в конструкції рам застосовують, в основному, лонжерони з гнутого профілю, які виготовлені з високоміцної сталі. Інколи, для вантажних автомобілів, що працюють у важких умовах, для виготовлення лонжеронів рами застосовують гарячекатаний профіль. Наприклад на великовантажних автомобілях КраЗ лонжерони виробляються з гарячекатаного швелера, які забезпечують достатню надійність рами, але мають завищені показники маси, що збільшує споряджену масу автомобіля і, як наслідок, зменшує його вантажопідйомність.

Метою проведеного дослідження є забезпечення високої надійності рами вантажного автомобіля шляхом виконання порівняльного аналізу пружно-деформованого стану рами автомобілів КраЗ у випадку застосування лонжеронів з прогресивних профілів і матеріалів. Порівнюються лонжерони виготовлені з низьколегованих сталей

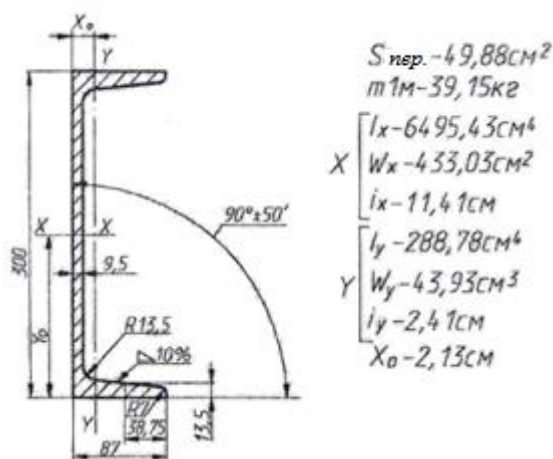
гарячекатаного та холодногнутого швелерів з урахуванням режимів навантаження. Аналіз дає підстави обґрунтування можливості застосування в конструкції автомобілів КраЗ полегшених холодногнутих швелерів, виготовлених з високоміцних сталей.

Актуальність теми останнім часом зросла у зв'язку з військовими діями на території України.

## Основна частина

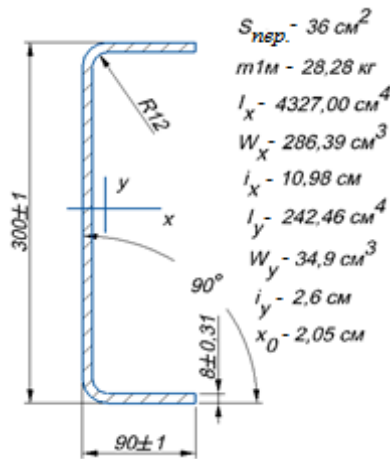
Об'єктом досліджень є рама автомобіля – сидельного тягача КраЗ-6510ТЕ, як найбільш потужного та навантаженого автомобіля з модельного ряду ПрАТ «АвтоКраЗ» [1]. Лонжерони рами автомобіля виготовлені з гарячекатаного швелера 30В-1 ГОСТ 5267.1-90 із сталі 345-15ХСНД-6 (09Г2С – як заміник) за ГОСТ 5267.0-90, що виробляється на підприємстві гірничо-металургійної компанії «Метінвест». Геометричні характеристики профілю швелера показані на рис. 1.

У ПрАТ «АвтоКраЗ» проводилися роботи з впровадження в конструкцію рами автомобілів КраЗ лонжеронів, виготовлених з холодногнутого профілю U30-347 з високоміцної сталі S600MC виробництва австрійської металургійної компанії «Voestalpine AG». З цього профілю було виготовлено лонжерони рам для обмеженої кількості автомобілів КраЗ різних моделей, призначених для легких умов експлуатації.



**Рис. 1.** Геометричні характеристики перерізу профілю швелера 30В-1 для лонжеронів рами автомобілів КраЗ

Поперечний переріз і геометричні характеристики перерізу холодногнутого профілю U30-347 зі сталі S600MC показано на рис. 2.



**Рис. 2.** Геометричні характеристики перерізу профілю U30-347

Механічні властивості низьколегованої сталі 15ХСНД (09Г2С) за ГОСТ 19281-2014 і ДСТУ 8541:2015 та високоміцної сталі S600MC, за даними в сертифікаті якості на партію прокату, показано в **табл. 1**.

Для проведення розрахунків міцності лонжеронів рами автомобіля – сідельного тягача КрАЗ-6510ТЕ визначено навантаження на лонжерони від підресорених мас (навісних агрегатів, таких як двигун, КПП, кабіна, роздавальна коробка, сідельно-зчіпний пристрій, лебідка тощо).

**Таблиця 1**

Механічні властивості сталі 15ХСНД (09Г2С) та сталі S600MC

| Сталь                 | $\sigma_B$ – тимчасовий опір, Н/мм <sup>2</sup> , не менше | $\sigma_t$ – межа текучості, Н/мм <sup>2</sup> , не менше | $\epsilon$ – відносне подовження, % |
|-----------------------|--|---|-------------------------------------|
| <b>15ХСНД (09Г2С)</b> | 490  | 345   | 21                                  |
| <b>S600MC</b>         | 717  | 626   | 23,1                                |

### Обґрунтування режиму навантаження лонжерона

Для оцінювання міцності несучої системи автомобіля (рами) використовують два режими навантаження:

1. Рух автомобіля з великою швидкістю по дорозі з невеликими нерівностями.
2. Рух автомобіля по дорозі з великими нерівностями і невеликою швидкістю.

Для *першого режиму* прийнято, що рама працює на згинання, виходячи із припущення про симетричність навантаження зі сторони підресорених мас [3].

*Другий режим* навантаження рами використовують для оцінювання напружень, які виникають під час скручування рами. Приймається допущення, що одне колесо або висить у повітрі [3] або піднято на 30 см [4]. У цьому випадку мова іде про кососиметричне навантаження рами і кут закручування рами [4].

Обмежимося дослідженням рами на згинання з таких причин:

1. Стоїть питання про можливість заміни профілю і матеріалу тільки лонжеронів.
2. Щоб дослідити кососиметричне навантаження і кут закручування необхідно аналізувати модель усєї рами, разом з кронштейнами, які можуть суттєво вплинути на напруження.

Для оцінки міцності рами на згинання традиційно використовують *перший режим* навантаження [3, 4].

Вибір перерізу лонжерона виконують на основі аналізу статичного навантаження на згинання [5].

Рама розглядається як плоска система, яку навантажено зосередженими силами [3].

У вітчизняній практиці розрахунків збільшення навантажень (напружень) на деталі автомобілів під час руху у важких дорожніх умовах враховується через коефіцієнт динамічності  $k_d$ . Отже, у подальшому для ідентифікації збільшення навантажень у різних дорожніх умовах будемо використовувати саме поняття  $k_d$ . Під час використання *першого режиму* навантаження визначають статичне навантаження на раму нерухомого автомобіля, яке потім множать на коефіцієнт динамічності  $k_d$  [3]. Коефіцієнт динамічності  $k_d$  використовують з метою врахування в розрахунках імовірність збільшення навантаження залежно від дорожніх умов і швидкості руху [3, 4, 5, 6].

Отже, для аналізу напружень у лонжероні автомобіля КрАЗ-6510ТЕ було використано статичний режим навантаження для аналізу напружень на згинання. Статичне навантаження підресорених мас автомобіля відповідає нерухомому стану. Урахування важких умов руху буде здійснено через коефіцієнт запасу міцності відносно межі текучості

матеріалу  $\sigma_T$ , який чисельно дорівнює  $k_d$ , оскільки при збільшенні навантаження пропорційно збільшуються напруження.

Аналіз доцільності використання вибраного профілю здійснюється на підставі порівняння нового варіанта з прототипом, працездатність якого вже відома [5]. Працездатність прототипу – серійний лонжерон з профілю 30В-1 зі сталі 15ХСНД доведена тривалим часом експлуатації автомобілів, виготовлених у попередні роки.

Напруження у лонжеронах з профілів 30В-1 і U30-347 визначалося за однакових умов.

Для лонжеронів з профілів 30В-1 і U30-347 визначено коефіцієнт запасу міцності.

Щодо статистичних значень коефіцієнтів запасу (коефіцієнтів динамічності  $k_d$ ) прийнято такі значення:

- значення  $k_d=2,5$  для вантажних автомобілів при розрахунках міцності мостів [4];
- значення  $k_d=2,3$  для першого режиму і  $k_d=4,3$  для випадку вивішування одного колеса [3];

- значення  $k_d = 4,5...10$  для автомобілів різної вантажопідйомності за [5].

Значення коефіцієнту  $k_d = 10$  і навіть 15 можуть мати місце під час руху по сухій ґрунтовій дорозі з коліями зі швидкістю 15 км/год [6].

### Методологія дослідження

Висновки щодо можливості заміни лонжеронів зроблено на основі порівняння напружень у лонжероні з профілю 30В-1, який у даному випадку є прототипом, що добре себе зарекомендував на усіх моделях автомобілів КраЗ протягом тривалого часу, з напруженнями у лонжероні з профілю U30-347 за однакових умов навантаження [3, 5].

Розрахунки виконано за статичним навантаженням на раму від підресорених мас нерухомого автомобіля. Навантаження від підресорених мас на розрахунковій схемі має бути урівноваженим осьовими навантаженнями (за характеристикою автомобіля) за винятком мас коліс, мостів і деталей підвіски.

Напруження у лонжероні з профілю 30В-1 зі сталі 15ХСНД (09Г2С) і напруження у лонжероні з профілю U30-347 зі сталі S600МС.

Коефіцієнт запасу міцності (чисельно рівний коефіцієнту динамічності  $k_d$ )

діленням максимальних напружень у лонжероні на межу текучості матеріалу  $\sigma_T$  за формулою:

$$k_d = \frac{\sigma}{\sigma_m}, \quad (1)$$

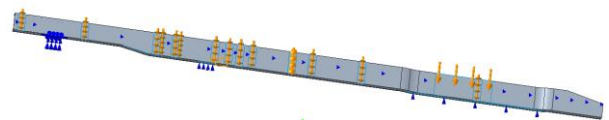
де  $\sigma$  – розрахункове максимальне напруження у лонжероні.

Після аналізу отриманих значень  $k_d$ , визначених для лонжерона 30В-1 і лонжерона U30-347, можна робити висновки щодо доцільності заміни лонжерона.

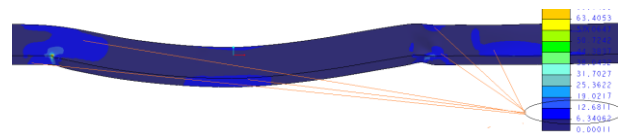
Якщо значення  $k_d$  лонжерона з профілю U30-347 не менші ніж значення для лонжерона з профілю 30В-1, то робимо висновок про те, що лонжерон з профілю U30-347 є щонайменше адекватною заміною лонжерона з профілю 30В-1.

Напруження в лонжероні зі швелера 30В-1 під дією статичного навантаження визначено методом комп'ютерного моделювання з урахуванням механічних властивостей матеріалів, геометричних характеристик перерізів швелерів.

Зразок схеми навантаження лонжерона показано на **рис. 3**. Результати моделювання, а саме розподіл напружень за IV теорією міцності (за Мізесом) у лонжероні з профілю 30В-1 показано на **рис. 4, 5, 6**.

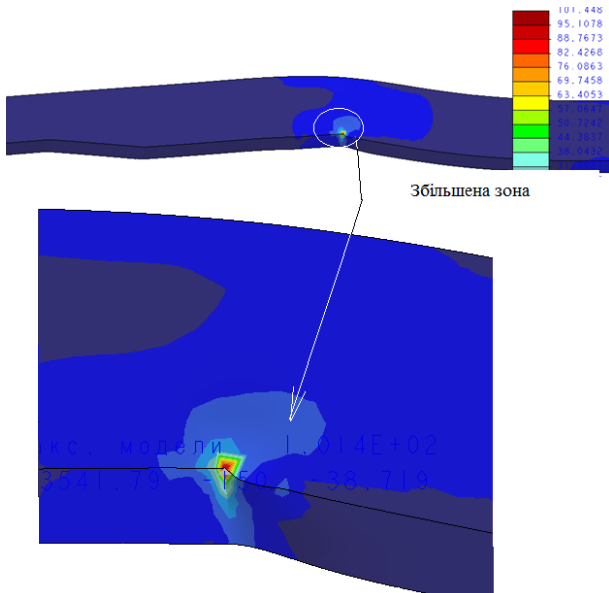


**Рис. 3.** Схема навантаження лонжерона



**Рис. 4.** Напруження у лонжероні

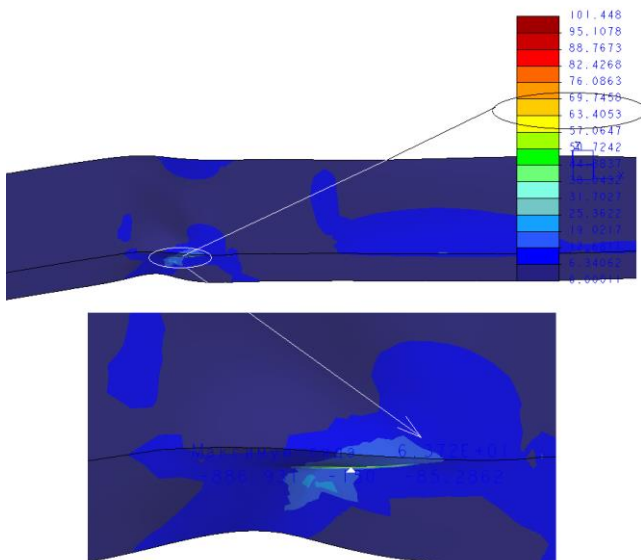
З **рис. 4** видно, що загалом напруження за IV теорією міцності досягає 12 МПа (світло-синій колір за задньою опорою передньої ресори і перед підкладкою лонжерона нижньою), яка знаходиться між рамою і кронштейном балансира.



**Рис. 5.** Розміщення максимального напруження у лонжероні з профілю 30B-1

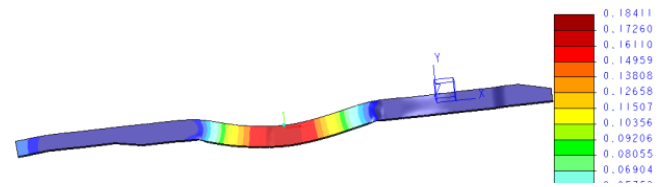
З **рис. 5** видно, що біля заднього кронштейна передньої ресори у кутку по ребру напруження дорівнюють 101,4 МПа і у зоні трохи вище - 19 МПа.

З **рис. 6** видно, що біля переднього кінця підставки кронштейна балансира напруження дорівнює 63,9 МПа.



**Рис. 6.** Розміщення максимального напруження перед підкладкою лонжерона нижньою

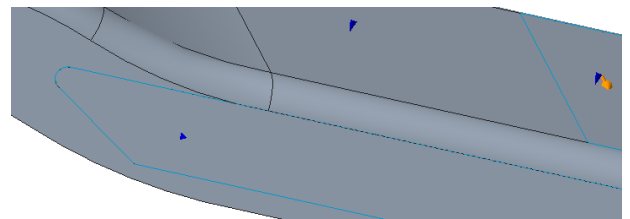
Величину деформації (прогин) лонжерона показано на **рис. 7**.



**Рис. 7.** Визначення прогину лонжерона з профілю 30B-1

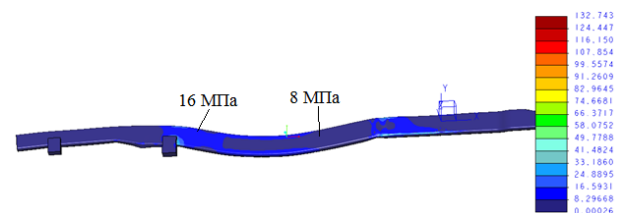
З **рис. 7** видно, що найбільший прогин лонжерона дорівнює 0,18 мм.

Напруження у лонжероні з профілю U30-347 визначено за тією самою схемою навантаження, як і для лонжерону з профілю 30B-1. У зв'язку з тим, що перед підкладкою лонжерона нижньою було виявлено осередок значного збільшення напружень. Це місце потребує додаткової уваги. Форму поверхні прилягання до лонжерона підкладки лонжерона нижньої показано на **рис. 8**.



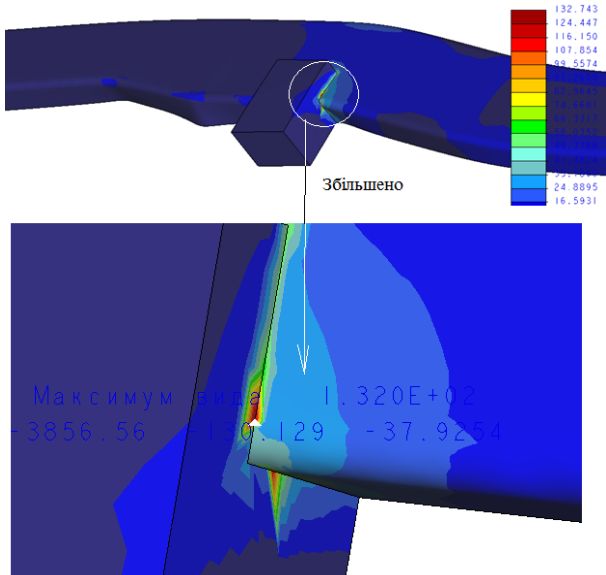
**Рис. 8.** Форма поверхні прилягання до лонжерона підкладки лонжерона нижньої

Результати моделювання напруження у лонжероні з профілю U30-347 показано на **рис. 9**.



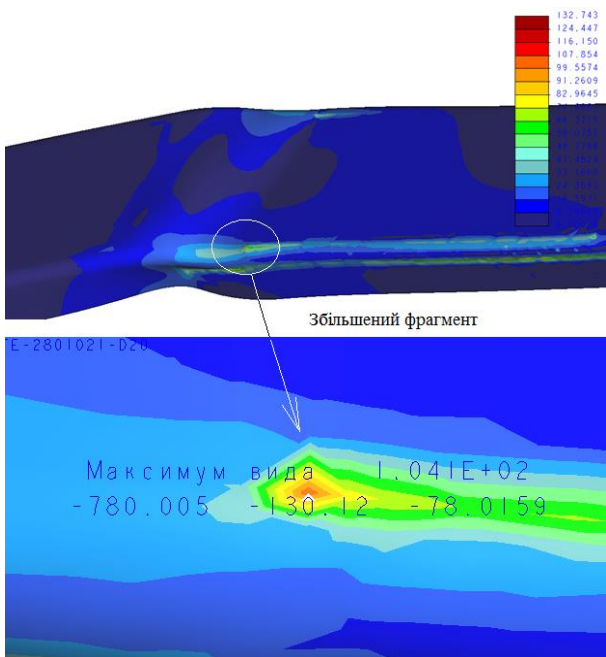
**Рис. 9.** Загальний розподіл напружень по довжині лонжерона з профілю U30-347

Загалом напруження по довжині дорівнюють 16 МПа (синій колір). У кутку біля заднього кронштейна передньої ресори концентрація напружень точкового характеру досягає 132 МПа (**рис. 10**).



**Рис. 10.** Місце концентрації напружень у лонжероні з профілю U30-347

А також по ребру, у зоні де підкладка лонжерона нижнього кронштейна балансира контактує з поличкою лонжерона, в наявності маленький осередок, де напруження досягають значення 104,1 МПа (**рис. 11**). На ребрі по зовнішньому краю радіуса згинання профілю зверху - 62,6 МПа (див. **рис. 12**).



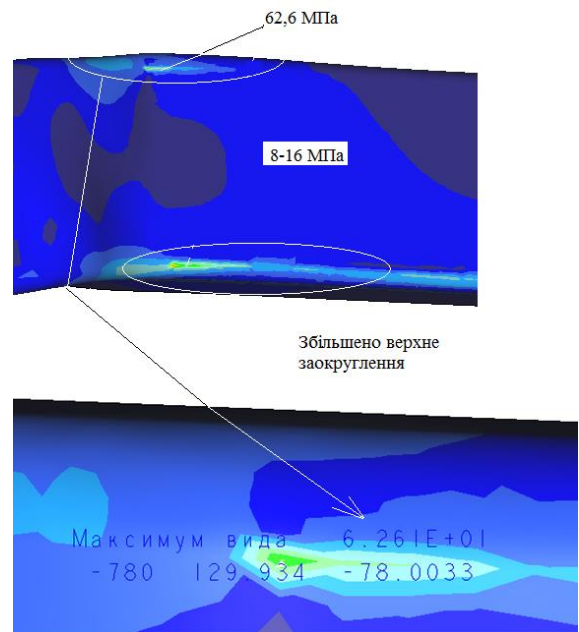
**Рис. 11.** Розміщення максимальних напружень (104,1 МПа) у зоні внутрішнього кінця підкладки лонжерона нижньої (у напрямку переднього моста знизу лонжерона)

Збільшення напружень (згинання) має місце по зовнішньому ребру лонжерона, де знаходиться: зверху - кронштейн сидельного

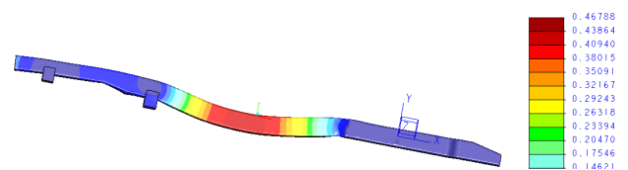
пристрою і знизу - підкладка лонжерона нижня. Осередки підвищених напружень мають місце лише у передній частині цих деталей.

Найбільші напруження виникають на ребрі знизу попереду нижньої підкладки під кронштейн балансира і досягають значень до 104,1 МПа (**рис. 11**).

Результати моделювання прогину лонжерона показано на **рис. 13**. Максимальний прогин лонжерону дорівнює 0,46 мм.



**Рис. 12.** Розміщення зон збільшеного напруження на верхньому ребрі лонжерона з профілю U30-347

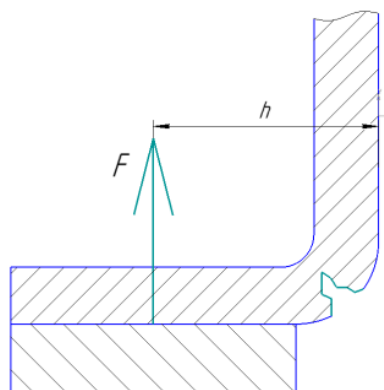


**Рис. 13.** Максимальні деформації лонжерона з профілю U30-347

Виникнення максимальних напружень в лонжероні з профілю U30-347 на зовнішньому заокругленні пояснюється тим, що навантаження з боку кронштейнів (сила  $F$ ) прикладається до плоскої поверхні полички лонжерона (**рис. 14**). Це викликає появу моменту від сили  $F$  на плечі  $h$ , який створює додаткове напруження згинання саме по зовнішній кромці заокруглення профілю.

### Аналіз отриманих результатів

Результати визначення напружень в лонжеронах з профілів 30В-1 і U30-347 зведено в порівняльну **табл. 2**.



**Рис. 14.** Виникнення збільшеного напруження по зовнішній кромці радіуса заокруглення швелера U30-347

**Таблиця 2**

Максимальні напруження в лонжеронах з профілів 30В-1 і U30-347

| Профіль швелера | Напруження загалом по перерізу | Максимальне напруження у лонжероні | Прогин, мм |
|-----------------|--------------------------------|------------------------------------|------------|
|                 | За Мізесом, МПа                |                                    |            |
| <b>30В-1</b>    | 12                             | 101                                | 0,18       |
| <b>U30-347</b>  | 16                             | 132                                | 0,46       |

З **табл. 3** видно, що максимальна деформація рами під статичним навантаженням автомобіля, який стоїть нерухомо, є дуже малою.

У загальному випадку доцільно спиратися на IV-у теорію міцності і порівнювати зразки за однаковими показниками, значення яких отримано в однакових умовах.

Розрахунок значення коефіцієнта запасу (коефіцієнт динамічності  $k_d$ ) за формулою (1) здійснюємо, розділивши максимальне напруження (виділено жирним шрифтом) на  $\sigma_T$ , що показано в **табл. 4**.

З **табл. 3** видно, що:

- максимальні значення напружень будь-де у лонжероні значно менші за значення межі текучості відповідного матеріалу  $\sigma_T$ ;

**Таблиця 3**

Коефіцієнт динамічності  $k_d$  лонжеронів із профілів 30В-1 і U30-347

| Профіль швелера | Напруження загалом по перерізу | Максимальне напруження у лонжероні (у концентраторах напружень) | $\sigma_T$ , МПа | $k_d$ |
|-----------------|--------------------------------|---|------------------|-------|
|                 | За IV-ю теорією, МПа           |   |                  |       |
| <b>30В-1</b>    | 12                             | 101   | 345              | 3,42  |
| <b>U30-347</b>  | 16                             | 132   | 626              | 4,74  |

- значення коефіцієнта динамічності  $k_d$  для лонжерона з профілю U30-347 є більшим за коефіцієнт динамічності для лонжерона з профілю 30В-1.

Візьмемо до уваги, що отримані максимальні значення напружень у 101 МПа і 132 МПа мають місце на дуже малій площі. У масштабі розмірів лонжерона це практично точка. Наявність цих концентраторів напруження можна спробувати пояснити особливостями розрахункової схеми, у якій не вдало враховано можливість повороту нижньої полочки швелера внаслідок пружності підвіски автомобіля, оскільки там має місце дуже різкий перехід від прямолінійної форми до дуги прогину, приклад добре видно на **рис. 5** або **рис. 11**. На верхній полочці лонжерона видно плавну деформацію переходу від прямої частини до деформованої і, відповідно, значення напружень досягають 12 МПа (**рис. 5**).

Якщо ставити питання сприйняття навантаження усім перерізом лонжерона, то слід розглядати значення 12 МПа і 16 МПа для лонжеронів з профілів 30В-1 і U30-347 відповідно. Значення коефіцієнта динамічності  $k_d$  для цього випадку наведено у **табл. 4**.

З **табл. 4** видно, що значення коефіцієнта динамічності  $k_d$  для лонжерона з профілю U30-347 є набагато більшим за значення коефіцієнту динамічності для лонжерона з профілю 30В-1.

**Таблиця 4**

Значення коефіцієнта динамічності  $k_d$  у середньому по перерізу профілів

| Профіль швелера | Напруження загалом по перерізу | $\sigma_T$ , МПа | $k_d$ |
|-----------------|--------------------------------|------------------|-------|
| <b>30В-1</b>    | 12                             | 345              | 28,75 |
| <b>U30-347</b>  | 16                             | 626              | 39,12 |

Загалом значення  $k_d$  в межах 3...5 можна вважати як такі, що відповідають автомобілям у більшій мірі призначеним для руху по всім типах доріг та укоченій дорозі зі щебеню тощо [5]. Для твердих ґрунтових доріг з явно вираженими коліями значення має бути  $k_d = 10...13$ , за результатами досліджень [6].

Імовірно, що рами автомобілів КрАЗ за увесь період їх виробництва мали дещо завищений запас міцності. Саме тому можна прийняти дані **табл. 4** як такі, що відповідають реальній міцності лонжеронів.

Щодо можливості заміни профілю 30В-1 на U30-347 можна зробити висновки, що така заміна ніяким чином не погіршить міцності лонжеронів. І навіть більше, лонжерон з профілю U30-347, виготовлений зі сталі S600MC, сприймає значно більші навантаження без залишкової деформації.

Щоб оцінити вагу конструкції, розглянемо дані щодо ваги погонного метру швелерів, **табл. 5**.

**Таблиця 5**

Показники мас швелерів різних профілів

| Профіль швелера | Виробник            | Маса 1 пог. м, кг | Відносні показники    |
|-----------------|---------------------|-------------------|-----------------------|
| 30В-1           | МК «Метінвест»      | 39,15             | Вихідні дані          |
| U30-347         | МК «Voestalpine AG» | 27,9              | < 11,25 кг (< 28,74%) |

З **табл. 5** видно, що у порівнянні з швелером 30В-1 виробництва МК «Метінвест», який завжди застосовувався в конструкції автомобілів КрАЗ, застосування швелера U30-347 виробництва МК «Voestalpine AG» дозволяє на 28,74% зменшити масу лонжеронів рами. На прикладі автомобіля КрАЗ-6510ТЕ застосування швелера U30-347 дозволить зменшити споряджену масу автомобіля на 168 кг.

### Висновки

Заміна профілю 30В-1 на профіль U30-347 для виготовлення лонжеронів автомобілів КрАЗ і конкретно сідельного тягача КрАЗ-6510ТЕ, як найбільш потужного і навантаженого автомобіля з модельного ряду автомобілів КрАЗ, не призведе до погіршення несучої

спроможності рами за умовою згинання. Навіть більше, використання профілю U30-347 помітно покращить несучу спроможність рами. При цьому досягається суттєве зменшення спорядженої маси автомобіля.

Застосований підхід до аналізу напруженого стану дозволяє проводити комплексний аналіз розподілу напружень у конструкції рами вантажного автомобіля, виявляти місця концентрації напружень, де після тривалої експлуатації найбільш імовірно виникнуть тріщини втоми. Застосований аналіз напруженого стану рами надає можливість усунути таку імовірність ще на етапі конструювання, що значною мірою зменшить витрати на доведення нової конструкції рами автомобіля.

### References

1. KrAZ-6510TE. Technical characteristics. [Electronic resource] / Product catalog of PrJSC "AvtoKrAZ": [site]. – Text data. – 2024. – Access mode: <https://www.autokraz.com.ua/index.php/uk/produktsiya/automobile/military/sidelni-tyagachi/item/4144-kraz-6510te>.
2. Profile cross-section characteristics 300x90x8. (2024). [Electronic resource] / DRUBAL structural design programs: [site]. – Text data. – 2024. – Access mode: <https://www.dlubal.com/ru/harakteristiki-secheniya/u-300x8-sadef>.
3. J. H. Smith. (2002). An Introduction to Modern Vehicle Design. ISBN: 07506-5044-3, Butterworth-Heinemann, Oxford.
4. Asker, Haval & Dawood, Thaker & Saeed, Arkan. (2012). Stress analysis of standard truck chassis during Ramping on block using finite element method. Journal of Engineering and Applied Sciences. 7. 641-648.
5. Kurdi, Ojo & Rahman, Roslan & Tamin, Nasir. STRESS ANALYSIS OF HEAVY DUTY TRUCK CHASSIS USING FINITE ELEMENT METHOD.
6. J. C. Brown, A. J. Robertson and S. T. Serpento. (2002). Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals, ISBN: 07506-5134-2, Butterworth-Heinemann, Oxford.
7. Carpinteri, A. (2013). Structural Mechanics Fundamentals (1st ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781315272528>