

УДК 621.879.4 : 624.131.524

## ВИЗНАЧЕННЯ ТИСКУ СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН НА ҐРУНТ В РОБОЧОМУ ТА ТРАНСПОРТНОМУ РЕЖИМАХ

МУСИЙКО В. Д., *к.т.н., проф.*

Кафедра дорожніх машин, Національний транспортний університет, вул. Суворова, 1, 01010, г. Київ, Україна, тел: +38 (044) 280-97-73, email: musvd@i.ua, ORCID ID: 0000-0001-9983-3296.

**Анотація. Постановка проблеми.** Робоче обладнання трьох з чотирьох спеціальних землерійних машин для капітального ремонту магістральних трубопроводів (МПРГ, МВТ, МП) повинно монтуватись на спеціалізованому гусеничному шасі класу 200 кН. Характер роботи кожної з указаних машин має свої особливості що, відповідно, відображається на навантаженості елементів шасі, в першу чергу його ходовому обладнанні. Так у машин МПРГ та МВТ в процесі роботи, під дією сил тяжіння та складових сил копання ґрунту, рівнодіюча сумарних сил зміщується назад, ближче до корми машини. Це призводить до зміщення центра тиску в сторону привідних зірочок шасі і, як наслідок, до росту максимального тиску на ґрунт. В процесі ущільнення ґрунту під трубою на обтискувальних лопатках ґрунтоущільнювального механізму виникає вертикальна складова опору ґрунту, що зумовлює перерозподіл вертикальних реакцій на гусеницях.

З метою вибору параметрів уніфікованого гусеничного шасі необхідно визначити величину сумарного вектора рівнодіючих вертикальних зовнішніх сил, що діють на машину, навантаження на кожен гусеницю шасі, тягове зусилля в гусеницях, величину максимального тиску гусениць на ґрунт та центр його прикладення. Це дозволить обґрунтувати параметри опорного контура шасі, його конфігурацію, параметри противаги та вимоги до конструкції приводів.

*Ключові слова:* машина, ремонт, труба, сила, центр, тиск, ґрунт.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН НА ГРУНТ В РАБОЧЕМ И ТРАНСПОРТНОМ РЕЖИМАХ

МУСИЙКО В. Д., *к.т.н., проф.*

Кафедра дорожных машин, Национальный транспортный университет, ул. Суворова, 1, 01010, г. Киев, Украина, тел: +38 (044) 280-97-73, email: musvd@i.ua, ORCID ID: 0000-0001-9983-3296.

**Аннотация. Постановка проблемы.** Рабочее оборудование трех из четырех специальных землеройных машин для капитального ремонта магистральных трубопроводов (МПРГ, МВТ, МП) должно монтироваться на специализированном гусеничном шасси класса 200 кН. Характер работы каждой из указанных машин имеет свои особенности что, соответственно, отражается на нагруженности элементов шасси, в первую очередь его ходовом оборудовании. Так у машин МПРГ и МВТ в процессе работы, под действием сил тяжести и составляющих сил копания ґрунта, равнодействующая суммарных сил смещается назад, ближе к корме машины. Это приводит к смещению центра давления в сторону приводных звездочек шасси и, как следствие, к росту максимального давления на ґрунт. В процессе уплотнения ґрунта под трубой на обжимных лопатках уплотнительного механизма возникает вертикальная составляющая сопротивления ґрунта, что приводит к перераспределению вертикальных реакций на гусеницах.

С целью выбора параметров унифицированного гусеничного шасси необходимо определить величину суммарного вектора равнодействующих вертикальных внешних сил действующих на машину, нагрузку на каждую гусеницу шасси, тяговое усилие в гусеницах, величину максимального давления гусениц на ґрунт и центр его приложения. Это позволит обосновать параметры опорного контура шасси, его конфигурацию, параметры противосеса и требования к конструкции приводов.

*Ключевые слова:* машина, ремонт, труба, сила, центр, давление, ґрунт.

## PRESSURE DETERMINATION OF SPECIAL EARTHMOVING MACHINES ON THE GROUND IN WORKING AND TRANSPORT MODE

MUSIIKO V. D., *Ph. D., professor.*

Department of Road of machines, National transport university, Suvorova st., 1, 01010, Kiev, Ukraine, tel: +38 (044) 280-97-73, email: musvd@i.ua, ORCID ID: 0000-0001-9983-3296.

**Summary. Raising of problem.** The working equipment of three of the four special earthmoving machines for main pipelines major overhaul must be installed on a specialized crawler chassis Class 15 tf. The nature of work of each of these machines has its own characteristics, which consequently reflects on the loading of the chassis elements, especially on its moving equipment. Thus the machines MPRG and MVT during work under the action of gravity and the force components of soil excavation have the resultant of total forces that moves back (closer to the rear of the vehicle). This leads to a shift of the pressure center toward the chassis drive wheels, as a consequence, to increase the maximum pressure on the ground. In the process of soil compaction under the pipe on the

ground crimping blades of the sealing mechanism there is the vertical component of ground resistivity which leads to a redistribution of vertical reactions on caterpillars. As a result, the inner caterpillar is loaded almost to zero. Moreover, there are various traction forces on each of the caterpillars during the operation of the machine.

In order to select rational parameters of unified tracked chassis satisfying requirements of technological processes performed by machines MPRG, MVT and MT for which it is the base it is necessary to determine load on each caterpillar of the chassis, tractive force in caterpillars, the value of the total vertical resultant vector of the external forces, that act on the machine, maximum pressure value of the caterpillars on the ground and the center of its applications. It allows to substantiate the parameters of the support chassis circuit, its configuration, parameters of counterweight and drive design requirements.

*Keywords:* machine, repair, pipe, force, center, pressure, soil.

**Актуальність роботи.** Ефективна робота спеціальних землерийних машин на магістральних трубопроводах в процесі виконання капітального ремонту обумовлюється, в значній мірі, стабільністю та раціональністю характеристик взаємодії їх ходового обладнання з опорною ґрунтовою поверхнею в зоні трубопроводу. Нестійке положення ходового обладнання машин відносно трубопроводу в процесі копання ґрунту, втрата ходових якостей, або курсової стійкості, порушення стійкого контакту опорних поверхонь гусениць машин з ґрунтом є вкрай небезпечним, адже може викликати руйнування трубопроводу.

В особливій мірі це стосується роботи машин на криволінійних в плані ділянках трубопроводів, проходження яких зв'язане з реалізацією різних тягових зусиль на кожній з гусениць при виконанні копання ґрунту.

Навантаженість землерийних машин визначається їх конструктивними особливостями, ґрунтовими умовами, в яких проходить траса трубопроводу, діаметром труби, що визначає параметри споруджуваної виїмки та умовами залягання трубопроводу.

Зі збільшенням міцності ґрунту (в межах I-IV категорій) при постійній глибині виїмки зростає опір копанню ґрунту. Як наслідок збільшуються навантаження, що діють на машини. Стабільність балансу потужності при роботі машин обумовлює зменшення швидкості руху (подачі) машин, а значить і їх продуктивність. Аналогічні наслідки має збільшення діаметра трубопроводу, що ремонтується.

Збільшення вологості розроблюваного ґрунту викликає налипання його на ріжучі та транспортуючі елементи

ґрунторозробних ланцюгів машин, зростання об'ємів ґрунту, що не розвантажується та переноситься знову в траншею. При цьому погіршується робота евакуаторів ґрунту, зменшується продуктивність роботи. Разом з тим – по ходовому обладнанню – погіршується несуча здатність ґрунту як опорної основи. Це призводить до збільшення глибини колії та тягових зусиль на переміщення машин, зниження їх прохідності, особливо в робочому режимі. Зміщення центру мас машини в напрямку ведучих зірочок шасі, може призвести до неможливості реалізації технологічного призначення машини.

Поздовжні та поперечні ухили траси трубопроводів серйозно впливають на роботоздатність машин. Вони визначають власну стійкість машини, особливо в транспортному режимі коли центр мас розміщено на максимальній висоті. При русі машини на підйом, особливо в робочому режимі, суттєво збільшується навантаження на привід механізму переміщення, досягаючи максимуму в забігаючій гусениці при повороті в бік підйому. Можлива втрата зчеплення з ґрунтом більш навантаженої гусениці, внаслідок надмірного буксування, може викликати втрату керованості машин з усіма послідовними негативними наслідками.

Робота на поперечних ухилах траси небезпечна по причині можливої втрати курсової стійкості особливо для МП, як машини, що має поперечне зміщення центра тиску на ґрунт опорної поверхні. Вирішення цієї проблеми особливо актуально для режимів повороту машини, коли забігаючою буде менш навантажена зовнішня гусениця. Мінімізація негативного впливу вказаних причин і факторів на стійкість землерийних

машин в режимі копання ґрунту в зоні трубопроводу, аналітична оцінка рівня їх впливу на ефективність робочих процесів землерийних машин є безумовно актуальною задачею.

Проблема, актуальність вирішення якої викладено вище, мала спроби свого часткового вирішення в інших ситуаціях, при вирішенні інших задач. У викладеній постановці задача не вирішувалась. Дослідження прохідності гусеничних землерийних машин в різних ґрунтових умовах [3, 6], розрахунок та пошук шляхів забезпечення необхідної стійкості, в тому числі курсової стійкості, покращення тягово-зчіпних якостей в різних режимах роботи ходового обладнання машини є основою та підґрунтям при встановленні основних вимог до базових шасі спеціальних землерийних машин безперервної дії, що працюють в зоні ремонту магістральних трубопроводів. Відомі результати виконаних досліджень [2, 3, 4] та практичний досвід експлуатації землерийних машин безперервної дії, дозволяють стверджувати, що ходове обладнання базового шасі землерийних машин повинно бути виконане згідно статично невизначеній багатоопорній схемі опирання з жорстким зв'язком вісей опорних котків гусениць з рамою. Передбачається використання змінних траків різної ширини з метою зменшення на слабких ґрунтах тиску гусениць на ґрунт.

В порядку обґрунтування параметрів базового уніфікованого гусеничного шасі, що задовольняють вимоги технологічних процесів у виконанні яких задіяні машини МПРГ, МВТ, МП необхідно визначити величину сумарного вектора вертикальних сил, що діють на машину, навантаження на кожну гусеницю та тягове зусилля в них, максимальний тиск гусениць на ґрунт, координати центру тиску.

Це дозволить визначити конфігурацію та необхідні параметри опорного контуру шасі, параметри противаги та стійкість машин в робочому та транспортному режимах роботи.

**Мета дослідження.** Визначення особливостей розрахунку середнього та максимального тиску гусеничного ходового обладнання спеціальних землерийних машин на ґрунт.

**Основна частина.** При виконанні розрахунків тиску гусеничних землерийних машин безперервної дії на ґрунт не можливо врахувати всю багатогранність фізико-механічних властивостей ґрунтів, що формують опорну поверхню, рельєф цієї поверхні. Складно врахувати конструктивні особливості гусеничного ходового обладнання. По цій причині існуючі в інженерній практиці методи розрахунку тиску машин на ґрунт умовні та базуються на наступних припущеннях [6]:

- поверхні ґрунту та гусениць – площини;
- ґрунт, в межах опорної поверхні гусениць, однорідний, пружний, залежність деформації ґрунту від тиску на нього – лінійна;
- гусеничний ланцюг, що лежить на ґрунті, або частина його, розміщена під котками що контактують з поверхнею одною опорною точкою, вважається жорстким тілом;
- тиск по довжині гусениці розподіляється по лінійному закону;
- рама машини абсолютно жорстка.

При розрахунку середнього тиску враховується тільки вага машини, причому прикладена в центрі опорної поверхні (зовнішні навантаження, що діють на машину, не враховуються). Середній тиск є параметром умовним та не може в повній мірі визначати ходові якості машини.

Деякі дослідники вважають середній тиск мірою прохідності гусеничної машини, але при цьому обмежують повздовжнє зміщення центра тиску величиною  $x_q < L/6$  ( $L$ -опорна довжина гусениці), що при умові знаходження рівнодіючої в межах ядра перерізу опорної поверхні ходового обладнання машини, виключає відрив гусениці від ґрунту [3, 8].

Оскільки для спеціальних землерийних машин безперервної дії в напів-транспортному та робочому режимах більш

характерним є положення центра тиску, коли  $x_q > L/6$  і виходить за межі ядра перерізу - це супроводжується відривом частини гусениці від опорної поверхні та ростом тиску машини на ґрунт.

Тому для оцінки прохідності машини на слабких ґрунтах доцільно використовувати максимальний тиск при розрахунку якого, крім ваги машини, враховуються всі діючі на машину сили: сила вітру, копання ґрунту, навантаження на конвеєрах чи інших евакуаторах розробленого ґрунту, складова ваги машини при її знаходженні на косогорі. При цьому зміщення вектора рівнодіючої вертикальних сил відносно центра опорної поверхні приймається найбільшим та в найбільш не вигідному напрямі.

При вказаних припущеннях, середній тиск на ґрунт двогусеничних машин  $q_{cp}$  розраховується по формулі:

$$q_{cp} = \frac{G}{F} = \frac{G}{2bL}, \quad (1)$$

де  $G$  – вага машини;

$F$  – сумарна площа опорної поверхні гусениць;

$b$  – ширина гусениці;

$L$  – опорна довжина гусениці.

Якщо параметри  $G$  та  $b$  для даної машини мають конкретні значення, то опорна довжина гусениці залежить від конструктивного її виконання (балансирна чи жорстка підвіска опорних котків, наявність піднятої над опорною поверхнею частини гусеничної стрічки між крайнім опорним котком та ведучою зірочкою, чи натяжним колесом і т.д.). Для багатоопорних гусениць з жорсткою підвіскою опорних котків, відсутньому підйомі ведучої зірочки та натяжного колеса над ґрунтом, як правило, опорною довжиною гусениці вважається відстань між вісями ведучої зірочки та натяжного колеса  $L_0$  ( $L = L_0$ ), рис. 1. Такий підхід правильний, коли машина експлуатується на жорстких недеформованих опорних поверхнях.

При роботі машин на податливих ґрунтах, коли особливо актуальні питання їх прохідності, гусениці утворюють колію. В результаті осадки машини збільшується

довжина гусениці, що контактує з ґрунтом, зменшується величина середнього тиску [8], але разом з тим ускладнюється здійснення повороту машин в плані.

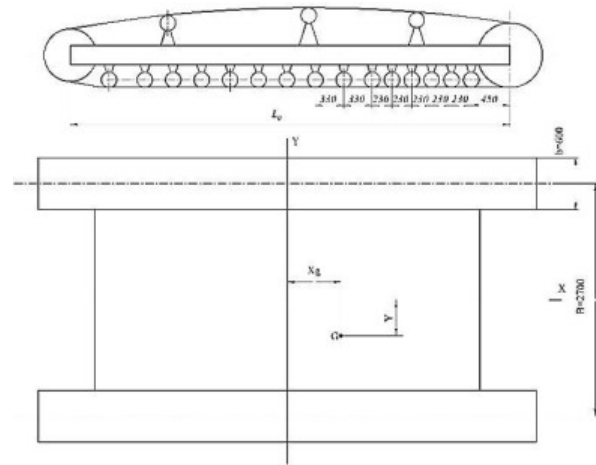


Рис. 1. Схема ходового обладнання шасі.

Збільшення опорної довжини гусениці різними інженерними школами враховується по різному. При конструюванні одноківшових екскаваторів, наприклад, розрахунок середнього тиску на ґрунт здійснюється за формулою [1]:

$$g_{cp} = \frac{G}{2b(L_0 + 0,35D^I)}, \quad (2)$$

де  $D^I$  – діаметр кола, що описане на ведучому колесі.

Таким чином, опорна довжина гусениці збільшується приблизно на третину діаметра зірочки, з урахуванням висоти огинаючих її траків.

Для екскаваторів фірми Caterpillar [7] в технічних характеристиках вказується: вага машини  $G$ , колія  $B$ , відстань між вісями натяжного колеса та ведучої зірочки (база)  $L_0$ , середній тиск  $q_{cp}$  для траків різної довжини (ширини гусениць)  $b$  та площа опорної поверхні гусениць  $F$ .

Маючи вказані дані, привівши формулу (1) до виду:

$$L = \frac{G}{2bq_{cp}}, \quad (3)$$

знаходимо розрахункову величину опорної довжини гусениці, що використовується при визначенні середніх тисків машини на ґрунт. Опорна довжина гусениць завжди приймається більше бази

машини,  $L > L_0$ . Цей же розмір можна знайти використовуючи величину площі опорної поверхні гусениць  $F$ .

Оскільки для двогусеничної машини  $F = 2bL$ , то звідси розрахункова опорна довжина гусениці дорівнює:

$$L = \frac{F}{2b}. \quad (4)$$

Аналіз отриманих результатів показує, що фірма Caterpillar, при розрахунку середніх тисків гусеничних машин з жорсткою підвіскою опорних котків, в якості розрахункової опорної довжини гусениці приймає величину  $L = L_0 + \Delta L$ . Збільшення  $\Delta L$  складає 8-13% для різних машин та встановлюваних траків. Іншими словами, більш точний розрахунок дозволяє обґрунтовано знизити при роботі на слабких ґрунтах розрахунковий середній тиск орієнтовано на 10%.

Встановимо залежність збільшення опорної довжини гусениці від величини її занурення в ґрунт (глибини колії) для універсального базового шасі спеціальних землерийних машин безперервної дії. Для цього розглянемо взаємодію гусениці з ґрунтом, що деформується, рис. 2. При переміщенні машини по жорсткій недеформованій основі занурення гусениць в ґрунт відсутнє, ділянка гусеничної стрічки  $AB'$  з ґрунтом не контактує. тому опорна довжина гусениці в цьому випадку дорівнює базі гусениці ( $L = L_0$ ). У випадку переміщення машини по ґрунтах що деформуються, з ростом глибини занурення  $h$  гусениці в ґрунт, збільшується довжина дуги  $AB'$ . В наслідок цього, опорна довжина гусениці збільшується на величину  $\Delta L$ .

З трикутника  $\Delta AOB$  слідує, що:

$$\begin{aligned} \Delta L = AB &= \sqrt{R^2 - OB^2} = \\ &= \sqrt{R^2 - (R-h)^2} = \sqrt{2Rh - R^2}, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $R$  – радіус кола, описаного навкруг гусениці на ведучій зірочці.

Графік функції для визначення  $\Delta L$  та залежність середнього тиску, розрахованого з урахуваннями приросту  $\Delta L$  опорної довжини гусениці представлені на рис. 3 з яких слідує, що навіть при незначному зануренні гусениці різко збільшується

величина  $\Delta L$  та зменшується величина середнього тиску  $q_{ср}$ .

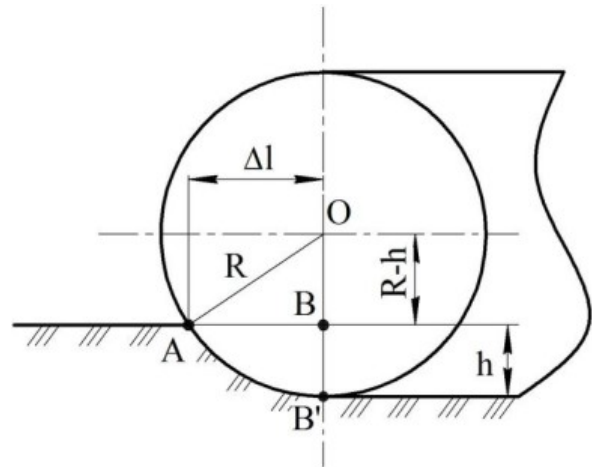


Рис. 2. Схема до розрахунку опорної довжини гусениці при її зануренні у ґрунт.

Оскільки для гусеничних машин промислового призначення глибина колії під гусеницею може досягати 10-15 см. [3, 6], приймаючи  $h = 0,1$  м згідно графіка (рис. 3) отримуємо  $\Delta L = 0,3$  м. Цю величину приймаємо для подальших розрахунків середніх тисків на ґрунт спеціальних землерийних машин, формула для розрахунків приймає вид:

$$q_{ср} = \frac{G}{2b(L + 2\Delta L)}. \quad (6)$$

Розрахунками встановлено, що раціональними параметрами універсального шасі при роботі  $G = 400$  кН є ширина траків  $b = 700$  мм, база машини  $B_0 = 4,6$  м, колія  $B = 2,65$  м, що забезпечує прийнятну величину співвідношення  $L_0/B = 1,74$  при величині середнього тиску на ґрунт 0,055 МПа. Реальні тиски під гусеницею суттєво відрізняються від середнього, розрахованого вище.

І експериментальні і теоретичні дослідження показують, що тиск безпосередньо під опорними котками значно більший, чим в проміжках між ними, рис. 4. Сукупність нерівномірності тисків під гусеницею залежить від її конструктивних особливостей, схеми опирання машини, кількості опорних котків (кроку їх розстановки  $t_k$ ), кроку ланцюга  $t_m$ , величини натягу гусениці, жорсткості її і т.д.

Існують методи розрахунку тиску гусениць на ґрунт з урахуванням

конструктивних параметрів машини [6], однак вони дуже складні, що в даному випадку виходить за межі задач дослідження. Скористаємось більш простим методом розрахунку в яких гусениця (або частина її), розглядається як жорстка балка, що лежить на ґрунті. При таких розрахунках величина тисків відмінна від дійсних. Так як вони порівнюються з такими ж умовними величинами, що допускаються для різних ґрунтів, такий спрощений розрахунок тисків гусеничних машин на ґрунт широко використовується.

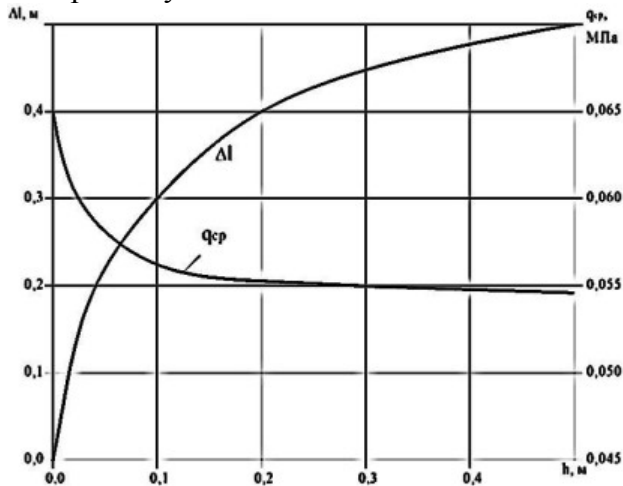


Рис. 3. Залежність приросту опорної довжина гусениці та середнього тиску машини на ґрунт від величини занурення гусениці.

Епюра середнього тиску в такому випадку має вид прямокутника, рис. 4, при нульовому зміщенні центру тиску,  $q_1=q_{cp}$ . Зміщення центру тиску з поперечної вісі машини  $0 < x_q < L/6$ , приводить до трапецієвидної форми епюри розподілу тиску, або трикутної, якщо  $x_q=L/6$ .

В останньому випадку максимальний тиск на ґрунт  $q_3=2q_{cp}$ . Іншими словами, якщо  $x_q \leq L/6$ , то рівнодіюча знаходиться в межах ядра перетину системи опирання, а гусениці всією своєю опорною поверхнею (довжиною) передають тиск на ґрунт.

Якщо центр тиску гусениці виходить за межі  $x > L/6$ , то її частина  $(L-l)$  не передає тиск на ґрунт, все вертикальне навантаження сприймає частина гусениці довжиною  $l$ , в результаті тиск на ґрунт ще збільшиться ( $q_4 > 2q_{cp}$ ), що погіршить прохідність машини.

Розрахунок максимальних тисків на ґрунт необхідно виконувати враховуючи поздовжнє та поперечне зміщення центра тиску. Вибір розрахункових формул залежить від того, знаходиться рівнодіюча прикладених до машини сил в межах ядра перетину, чи ні.

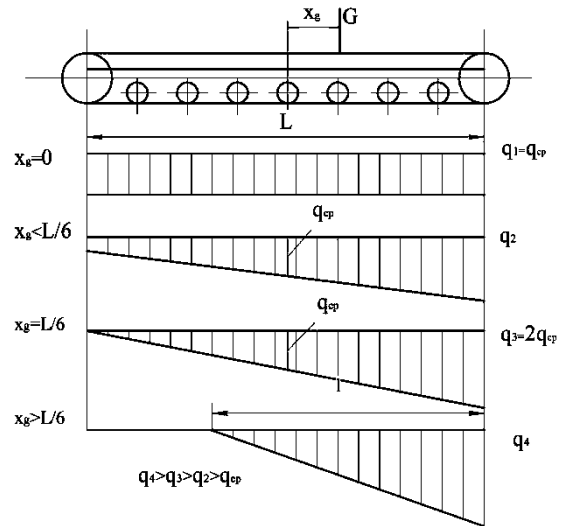


Рис. 4. Розрахункові епюри тисків при різних зміщеннях центру тиску.

Ядром перетину опорного контуру двогусеничних машин є геометрична фігура (в плані), при знаходженні в межах якої рівнодіючої вертикальних сил забезпечується передача тиску на ґрунт всією опорною довжиною гусениць і виключається відрив частини гусениці від ґрунту [5].

Умова знаходження рівнодіючої в межах ядра перетину перевіряється згідно формули:

$$r \leq \frac{L}{2\sqrt{9 + \left(\frac{L}{B}\right)^2}}, \quad (7)$$

де  $r$  – вибіг рівнодіючої;  
 $L$  – опорна довжина гусениці;  
 $B$  – колія машини.

Вибіг рівнодіючої знаходиться як:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad (8)$$

де  $x, y$  – поздовжнє та поперечне зміщення центра тиску.

Якщо умова (7) не виконується, то це свідчить про те, що рівнодіюча вийшла за межі ядра перетину в транспортному (тим більше в робочому) режимі, тому частина

менш навантаженої вертикальною силою гусениці (зовнішньої по відношенню до трубопроводу, або правої по шасі) не передає тиск від машини на ґрунт, збільшуючи тим самими величину максимального тиску на ґрунт більш навантаженої внутрішньої гусениці (для машини МП).

Максимальний тиск машини на ґрунт в такому випадку визначається для внутрішньої гусениці та знаходиться по формулі [4]:

$$q_{\max} = \frac{G}{2bL} \cdot \frac{4}{3(1 - \frac{2r}{L})} \quad (9)$$

**Висновки.** 1. Середній тиск машини (маса машини в цілому 40 т) на ґрунт в залежності від ширини трака  $b$  складає:  $b=600$  мм – 0,064 МПа;  $b=700$  мм – 0,055 МПа;  $b=800$  мм – 0,048 МПа.

2. Максимальний тиск під більш навантаженою внутрішньою гусеницею (машина МП) дорівнює: в транспортному режимі – 0,132 МПа, в робочому режимі (без ущільнення ґрунту) – 0,147 МПа.

3. Максимальний тиск під внутрішньою гусеницею машини МП – 9 МПа, в робочому режимі з ущільненням ґрунту – 0,0032 МПа.

### ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гидравлический экскаватор ЭО - 5124/ В.П. Болтыхов, А.И. Филатов, А.П. Фрейдлес и др. - М.: Машиностроение, 1991. - 256 с.
2. Гусеничные транспортеры тягачи. Под. ред. проф. В.Д. Платонова. - М.: Машиностроение, 1978. – 351 с.
3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
4. Машина подбивочная. Расчет. МП. 00. 00. 000 РР. Часть 1. 1997. - 103 с.
5. Справочник механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины непрерывного действия / М.И. Щадов, В.М. Владимиров и др. Под ред. М.И. Щадова и В.М. Владимирова. - М.: Недра, 1989. - 487 с.
6. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин. Домбровский Н.Г. и др. - К.: Техніка, 1968. - 192 с.
7. Технично-експлуатаційні характеристики машин фірми Caterpillar. Справочник. Изд. CAT Caterpillar Inc., Пеория, Иллинойс, США. Издание 27.
8. Тракторы: Теория /В.В. Гуськов, Н.Н. Велев и др.; Под общ. ред. В.В.Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988. - 376 с.

### REFERENCES

1. V. P. Boltyxov, A. I. Filatov, A. P. Frejldes and other. Gidravlicheskiy ekskavator EO – 5124 [Hydraulic excavator EO – 5124]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1991. – 256 p. (in Russian).
2. V. D. Platonov. Gusenichnye transportery tyagachi [Crawler transporters tractors]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1978. – 351 p. (in Russian).
3. Zabavnikov N. A. Osnovy teorii transportnyx gusenichnyx mashin. [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1975. – 424 p. (in Russian).
4. Mashina podbivochnaya. Raschet. [Tamping machine. Calculation]. MP. 00. 00. 000 RR. Part 1. 1997. – 103 p. (in Russian).
5. M. I. Shhadov, V. M. Vladimirov. Spravochnik mexanika otkrytyx работ. Ekskavacionno-transportnye mashiny nepreryvnogo dejstviya. [Encyclopedia Mechanics of open works. Continuous action backhoe transport machines]. Moscow, Nedra, 1968. – 192 p. (in Russian).
6. Dombrovskij N. G. Teoriya i raschet gusenichnogo dvizhitelya zemlerojnyx mashin. [Theory and Design of grounddigging machines' caterpillar mover]. Kiev, Tehnika, 1968. – 192 p. (in Russian).
7. 7.Технично-експлуатаційні характеристики машин фірми Caterpillar. Справочник. [Technical and operational characteristics of Caterpillar machines. Directory]. CAT Caterpillar Inc., Peoria, Illinois, USA. Issue 27. (in Russian).
8. V. V. Gus'kov, N. N. Velev. Traktory: Teoriya. [Tractors: Theory]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1988. – 376 p. (in Russian).