

РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ»

УДК 669.013.002.5

ШМАТКО Д.З., к.т.н., доцент

Дніпродзержинський державний технічний університет

ЗАДАЧІ РЕГЛАМЕНТАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ НАВАНТАЖУВАЧІВ ПОРТАЛЬНОГО ТИПУ

Вступ. Портальні підйомно-транспортні машини експлуатуються в умовах промислових підприємств, які мають дорожнє покриття з асфальту, цементобетону з вибоїнами, під'їзди на передскладські рампи з ухилом від 3° до 11° . Температура навколишнього середовища експлуатації портальних підйомно-транспортних машин в основному знаходиться в межах від -40°C до $+40^\circ\text{C}$. Наявність в атмосфері хімічно агресивних речовин характерна при перевантаженні хімічних вантажів на залізницях, в морських і річкових портах, а також при використуванні машин на заводах і в металургійних, ливарних, ковальських, електролізних цехах промислових підприємств. На підприємствах хімічної промисловості навколишнє середовище визначається умовами виробництва.

Характерною особливістю робочого циклу підйомно-транспортних машин є циклічність виконання робочих операцій – підняття і опускання вантажу і його транспортування, послідовного пересування з вантажем і без нього [1, 2]. В процесі виконання цих робіт здійснюється досить багато маневрених операцій, пов'язаних з узяттям і укладанням вантажів, а також рухом у вузьких проїздах. Ця особливість великою мірою впливає і на характер виникаючих навантажень. Портальні машини, як і більшість видів підйомно-транспортних і навантажувально-розвантажувальних машин, відносяться до механізмів з повторно-короткочасними включеннями за змінних умов навантаження. Більшість їх різновидів відноситься до транспортних машин, у яких вантаж розташовується поза опорним контуром. Це призводить до того, що спостерігається відповідна циклічність в навантаженнях окремих механізмів: з вантажем максимально навантажуються передній провідний міст і вантажопідйомник, без вантажу – задній керований міст, металоконструкція рами і інші елементи машин, що знаходяться під впливом цих навантажень, що закономірно чергуються в циклі, а також число випадкових коливань, пов'язаних з подоланням нерівностей дороги або різних ухилів. Навіть при деякій специфіці експлуатації навантажувачів в різних галузях господарства в загальному вигляді робочий цикл складається з наступних операцій: опускання вантажу з транспортного положення до рівня ґрунту, переміщення і маневрування з поворотом і одночасним підведенням вил для узяття вантажу, підйом вил з вантажем в транспортне положення, нахил назад рами вантажопідйомника з вантажем на вилах, переміщення назад з поворотом, транспортування вантажу, поворот у місця установки вантажу, нахил рами до вертикального положення, підйом вил з вантажем до висоти штабелювання, переміщення назад з поворотом, установка вил в транспортне положення, переміщення без вантажу.

Постановка задач. Різні механізми портальних транспортних машин можуть працювати в різному режимі роботи. Режим роботи для всієї вантажопідйомної машини встановлюється за режимом роботи механізму підйому вантажу. За цим же режимом розраховується і металоконструкція машини.

При класифікації механізм навантажувача можна віднести до того або іншого режиму роботи за умови, що він задовольняє всім показникам відповідного режиму. Якщо ж за окремими показниками є перевищення, то даний механізм треба віднести до групи важчого режиму роботи.

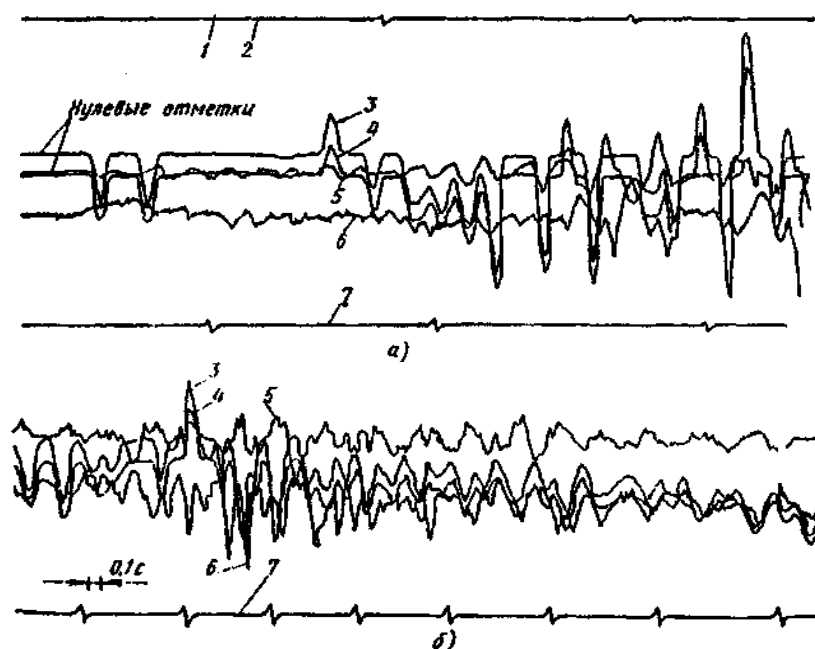
Під впливом різних навантажень деталі машин напільного безрейкового транспорту зношуються, в них накопичуються утомні пошкодження, які можуть призвести до поломок. Руїнування можуть відбутися також під дією надмірно великих динамічних навантажень. Чим важчі дорожні умови, вища швидкість руху і більша частка несталих процесів в циклі роботи машини, тим більші навантаження, діючі на той або інший вузол або агрегат.

Висока надійність (зокрема, довговічність) повинна закладатися при конструюванні машин, реалізуватися при їх виготовленні і підтримуватися під час експлуатації.

Результати роботи. Для розрахунку механізмів навантажувачів на міцність, зносостійкість і для визначення їх довговічності в заданих умовах експлуатації необхідно виявити і систематизувати діючі на них навантаження. При встановленні розрахункових навантажень все ширше застосовують статистичні методи, що базуються на експериментальному матеріалі, накопиченому в процесі експлуатації великої кількості машин напільного безрейкового транспорту [2, 3]. Якщо за допомогою звичного методу розрахунку на міцність встановлюють лише величину навантаження, яку повинна витримати конструкція, то статистичні методи дозволяють кількісно оцінити і вірогідність виникнення такого навантаження для різних умов експлуатації.

Міцність і довговічність елементів навантажувачів змінюється залежно від умов експлуатації, причому для деяких умов вони можуть виявитися задовільними, а для інших – недостатніми. Характерні умови експлуатації з достатнім ступенем вірогідності можна встановити для всіх різновидів машин. Для цих умов доцільно випускати навантажувачі з рівною міцністю, тобто такі, у яких терміни служби всіх основних елементів відповідали б заданим умовам експлуатації (режимам експлуатації).

Навантаження, які сприймаються навантажувачами при експлуатації (робочі опори, динамічні зусилля), носять випадковий характер. Це підтверджується результатами тензометричних вимірювань напруг в окремих елементах машин. На рис.1 наведені осцилограми, що характеризують зміни навантаження в елементах порталльної підйомно-транспортної машини.



1 – контрольний шлейф, 2 і 7 – лічильники числа обертів лівого і правого коліс,
3 – навантаження у вантажопідйомнику, 4 і 5 – моменти на лівій і правій напівосях

Рисунок 1 – Осцилограми навантажень в елементах навантажувачів при перехідних режимах маневрування (а) і сталому русі (б)

Запис проводився в процесі роботи навантажувача протягом повного робочого циклу, куди ввійшли перехідні процеси при маневруванні, а також сталий рух з вантажем і без вантажу.

Дані випробувань показують, що опір пересуванню у навантажувачів, навіть при достатньо рівному покритті дороги, коливається, причому амплітуда залежить головним чином від характеру поверхні, а частота коливань – від швидкості пересування. На осцилограмах видно, що для навантажувачів характерне під час руху безперервне чергування циклів навантаження з різною амплітудою.

Не дивлячись на випадковий характер амплітуд навантаження, утомне руйнування деталей навантажувачів не є випадковим: воно виникає в результаті змінних навантажень при роботі в експлуатаційних умовах. Тому забезпечення заданого терміну служби елементів навантажувачів багато в чому залежить від точності їх розрахунку на довговічність по утомній міцності.

Розрахунок деталей на утомленість при нестационарних режимах перевантажень, тобто напруг, що перевищують тривалу межу утомленості, ґрунтується на знаннях загального (за пропонований термін служби деталі) числа амплітуд напруг з перевантаженням залежно від ступеня перевантаження. Для розрахунку необхідно знати спектр експлуатаційної навантаженості деталі і утомну характеристику матеріалу, з якого вона виготовлена.

Розрахунок деталей на міцність полягає у визначенні їх запасу міцності в граничному стані по напругах. Перехід до такого стану відбувається пропорційним збільшенням напруг по всьому спектру (подібним перетворенням спектру) або пропорційним зниженням ординат кривої утомленості з можливим пониженням опору утомленості матеріалу деталі з технологічних або експлуатаційних причин. Можливий також перехід до граничного стану по довговічності шляхом пропорційної зміни напрацьованих чисел циклів по всьому спектру напруг при їх фіксованих значеннях. При збільшенні напрацювання (ресурсу) деталі по числу циклів, амплітуд напруг запас міцності визначається в припущенні, що перехід до граничного стану на різних стадіях використання ресурсу відбувається також за допомогою пропорційного збільшення напруг по всьому спектру.

За відсутності експериментальних досліджень характеристик опору матеріалу перевантаженням можна приймати $\alpha = 1$.

Найпрогресивнішими будуть конструкції навантажувачів з однаковою розрахунковою довговічністю основних деталей і при необхідності із зменшеною довговічністю деяких вузлів, які легко замінюються в процесі ремонту.

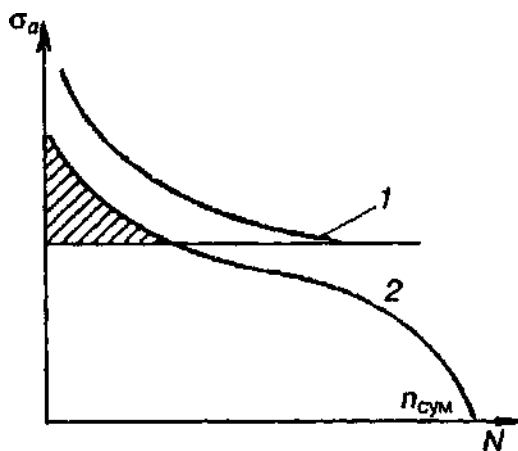
Для створення таких конструкцій, коли в навантажувачах зустрічаються змінні напруги нижче і вище межі утомленості, а повторні перенапруження значні, часто повторюються і перевищують межу утомленості, рекомендується робити розрахунок згідно з пропозицією проф. Д.Н.Решетова, визначаючи коефіцієнт довговічності:

$$K_n = m \sqrt{\int_{\sigma_i}^{\sigma_{max}} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)^m \Phi' \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right) d \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)},$$

де d – коефіцієнт змінності навантаження, який характеризує змінність режиму роботи унаслідок зміни навантаження і тривалості її дії.

Розрахунок на утомленість при нестационарних режимах навантажень ґрунтується на зіставленні фактичної навантаженості з міцністю, визначеною при сталих нестатичних режимах змінних напруг з постійною амплітудою для встановлення відповідних умов накопичення утомних напруг. На рис.2 порівнюється крива утомленості з кривою накопичених частот напруг за необхідний термін служби (спектр навантаження), який

характеризує циклічність нестационарного режиму навантажень, коли амплітуда циклів змінюється безперервно. На такій кривій по осі σ_a відкладається максимальна напруга циклу, а по осі N – загальне за термін служби число повторень циклів з максимальними напругами даної величини. Підсумовування здійснюється в заштрихованій області.



1 – крива утомленості матеріалу; 2 – спектр навантаження деталі за термін служби

Рисунок 2 – Крива, що характеризує розрахунок на втомну міцність при нестационарних режимах навантажень

Уніфікація і стандартизація стали найважливішими з принципів сучасного конструювання. Вони сприяють збільшенню серійності однакових вузлів і деталей, зменшенню їх собівартості і зниженню витрат на обслуговування; науково обгрунтована система уніфікації і стандартизації підвищує надійність роботи навантажувачів.

Необгрунтована уніфікація призводить до збільшення маси навантажувачів. Це пояснюється тим, що однакові вузли і деталі в різних моделях працюють з різними навантаженнями.

Розміри конструкцій визначаються найбільшими навантаженнями, які є у ряді уніфікованих машин, а для решти навантажувачів ряду вони виявляються обважнюючими. При обгрунтованій системі уніфікації обважнювання буде тим меншим, ніж ближчими виявляться робочі навантаження для всіх навантажувачів ряду. Отже, конструктивна уніфікація об'єктивно приводить до необхідності уніфікувати навантаження, які є найважливішим чинником, що визначає режим роботи. Режим роботи – сукупність експлуатаційних чинників, що визначають довговічність роботи навантажувача. Таких основних чинників можна виділити три: закон зміни навантаження (спектр), навколишнє середовище (температура, вогкість, пил, бруд, хімічно активні речовини, бактерії) і якість обслуговування і ремонту порталних підйомно-транспортних машин.

Найважливішим чинником режиму роботи є закон зміни навантаження, який в першу чергу і повинен бути покладений в основу кількісної оцінки режиму.

Режим роботи з постійним по величині навантаженням, діючим без перерви, звичайно називають безперервним. До таких режимів в навантажувачах з відомими допущеннями можуть бути віднесені тільки окремі елементи (вентилятори, привід гідропідсилювачі руля). Для більшості елементів і навантажувача в цілому більше місце мають змінні навантаження, режим яких можна вважати заданим, якщо вдалося визначити спектр навантаження. Навіть при однаковому номінальному навантаженні режими роботи можуть бути абсолютно різними. Це особливо різко позначається на механізмах, що використовуються в режимах повторно-короткочасних включень. Чим більше число включень в одиницю часу випробовує механізм, тим більше він наближається по режиму роботи до безперервного.

Тому для конструкторів режим роботи краще всього характеризувати однією величиною, яка повинна однозначно визначати розрахункове навантаження навантажувача, механізму або елемента за весь термін служби.

Доцільно основою регламентації режимів роботи вибрати кількісну характеристику, що визначає довговічність навантажувача.

Головними видами руйнування, які лімітують час роботи деталей навантажувачів, є утомленість і знос. В більшості випадків переважаючим можна назвати перший вид руйнування, який і повинен стати основою кількісних розрахунків.

Використовуючи гіпотезу лінійного підсумовування пошкоджень як основу для кількісної оцінки режимів роботи елементів навантажувачів, можна як критерій вибрати еквівалентне навантаження, спектр якого можна повністю охарактеризувати коефіцієнтом довговічності.

Для елементів з безперервною зміною навантажень підсумовування замінюється інтеграцією з використанням функції щільності розподілу навантажень.

Проведені узагальнення показують доцільність використання коректованої лінійної гіпотези для підрахунку ресурсу деталей підйомно-транспортних машин в умовах експлуатації, що підтверджується також практикою розрахунків за цією гіпотезою в промисловості.

Дослідження проводилися на базі випробувань навантажувача М0 107. Проте, сумарне число циклів, що напрацьоване деталлю за термін служби, звичайно перевищує 108-109 циклів. Тому виникає питання про асимптотичний характер статистичних закономірностей накопичення утомних пошкоджень при нерегулярному змінному навантаженні.

Прийнятий підхід до рішення задачі регламентації режиму роботи навантажувача залежно від розрахункової довговічності логічно виправданий, оскільки при цьому змінюється частка найбільших навантажень в розрахунковому відрізьку спектру, що безпосередньо впливає на величину приведенного навантаження.

При збільшенні розрахункової довговічності, як це аналізувалося раніше, режим роботи стає важчим, а еквівалентне навантаження прагне до максимальної величини.

Зовнішнє навантаження на елементи і навантажувач в цілому об'єктивне, його сприйняття машиною відносне. Якщо несучу здібність лімітують статичні межі, то важливе тільки максимальне виникаюче навантаження, якщо утомленість – це весь спектр навантажень. По-цьому з погляду утомної міцності в найсприятливіших умовах опиняється механізм пересування, елементи трансмісії навантажувачів, вантажопідйомний механізм, рама шасі. Приведене навантаження буде меншим, якщо несуча здібність визначають контактні напруги, і більшим, якщо – згинальні. Для нормалізованих сталей еквівалентне навантаження за інших рівних умов вище, ніж для поліпшених. Приклади можна продовжувати, але і наведених достатньо для ілюстрації того, що не може бути деякого універсального еквівалентного навантаження, однаково придатного для всіх елементів, механізмів і пристроїв навантажувачів. З цього виходить, що неможливі і універсальні режими. Їх регламентація повинна враховувати цю об'єктивну обставину. Деталі, що підлягають розрахунку на довговічність, можна розбити на дві групи. До першої можна віднести осі, вали, несучі металоконструкції, руйнування яких, як правило, відбувається раптово і супроводжується часто важкими аваріями. Щоб запобігти раптовому руйнуванню, слід вводити запас міцності, більший 1.

Другу групу деталей складають зубчаті передачі, підшипники кочення, катки і ролики вантажопідйомного механізму, гальмівні шківни, вихід яких з ладу є результатом постійного руйнування робочих поверхонь від утомленості або зносу.

Довговічність їх визначається розрахунком або статистично, причому заміна елементів, що зношуються, наперед планується. Ця заміна здійснюється в процесі ви-

конання планово-запобіжних ремонтів.

Деталям другої групи, працюючим в умовах контактних напруг, властивий один вид кривої утомленості з показником ступеня похилої ділянки, рівним приблизно трьом. Є деякі підстави вважати, що швидкість зносу пов'язана з навантаженням також статичною функцією з показником, близьким трьом.

Таким чином, основою регламентації режимів роботи навантажувачів повинні бути деталі другої групи, і приведені навантаження повинно визначатися для показника, рівного 3.

Наступним етапом є вибір значень коефіцієнтів довговічності, які визначають режим роботи.

Якщо розглядати елементи навантажувачів, то їх спектри навантаження у відносних координатах «навантаження-число циклів» покривають поле з деякою щільністю, закон розподілу якої мінятиметься залежно від умов експлуатації. Цьому полю відповідає діапазон зміни коефіцієнта від 0 до 1.

Висновки. Класифікація повинна будуватися, виходячи з прийнятих значень коефіцієнтів довговічності. Базовим режимом природно буде безперервний, для якого коефіцієнт буде рівним 1. Необхідно вибрати крок зміни коефіцієнта довговічності. Для цілей нормування режимів роботи доцільно вибрати крок за ГОСТ 8032-56. Знаменник прогресії (рівний 1,6) дуже грубий, оскільки дає всього 3 режими з коефіцієнтами довговічності 1, 0,63, 0,4. Всі проміжні режими між 0,63 і 1 будуть віднесені до безперервного, що призведе до великих втрат у вазі елементів навантажувачів. Збільшення середньої довговічності елементів, віднесених до цього режиму, не може бути економічно виправданим, оскільки призводитиме до громіздких конструкцій навантажувачів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Арнольд В.И. Обыкновенные дифференциальные уравнения / Арнольд В.И. – М.: Наука, 1984. – 400с.
2. Афанасьев В.Л. Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебания автомобиля / В.Л.Афанасьев, А.А.Хачатуров // Автомобильная промышленность. – М. – 1966. – №2. – С.23-27.
3. Барун В.Н. Расчет ресурса автомобильных рам по их деформации / В.Н.Барун, П.Д.Павленко, Ю.А.Шабрий // Автомобильная промышленность. – М. – 1984. – №8. – С.15.

УДК 621.926.2

ЗАЦАРЕНКО В.И., ст. преподаватель
ТИХОНЦОВ А.М., д.т.н., профессор
ЛЕВЧУК А.С., к.т.н., доцент

Днепропетровский государственный технический университет

ОДНОРОТОРНАЯ НОЖЕВАЯ ДРОБИЛКА

Введение. Технологические процессы утилизации отходов машиностроения, химической и деревообрабатывающей промышленности связаны с необходимостью дробления металлической стружки, отходов пластмасс и древесины. Эти рыхлые материалы могут эффективно измельчаться ножевыми дробилками, реализующими деформацию среза. Подвижные и неподвижные ножи таких дробилок взаимодействуют с малыми зазорами (0,1-0,15мм), что исключает наматывание материала на ротор. Кроме

того, размер дробленого продукта определяется толщиной ножа, что позволяет получать требуемую крупность практически за один акт взаимодействия ножей. Наиболее трудно поддается измельчению сливная стружка высоколегированных сталей и сплавов, представляющих ценное металлургическое сырье. Поскольку протаскивание нераздробленного материала сквозь малые зазоры между ножами исключается, подвижные ножи должны захватывать такое количество материала, которое гарантировано измельчалось бы при вращении ротора, иначе процесс дробления нарушается.

Постановка задачи. Эффективное и равномерное дробление в ножевой дробилке, реализующей деформацию среза, возможно только при достижении оптимальной захватывающей способности ножей. Для этого необходима разработка рациональных форм ножей, заданных аналитически, с возможностью влияния на результаты дробления путем изменения параметров, входящих в эти аналитические зависимости и определяющих относительное расположение ротора и неподвижных ножей, а также другие конструктивные особенности дробилок.

Результаты работы. В рамках указанного направления разработана ножевая дробилка (рис.1) с подвижным ножом полуэллиптической формы [1], предназначенная прежде всего для дробления стружки из стали с высоким содержанием легирующих элементов и сплавов цветных металлов. Устройство содержит загрузочный бункер 1, корпус с перфорированным днищем 2, установленные на осях 3 неподвижные ножи 4, над которыми на высоте h установлен вал 5 с подвижными ножами 6, разориентированными на угол γ .

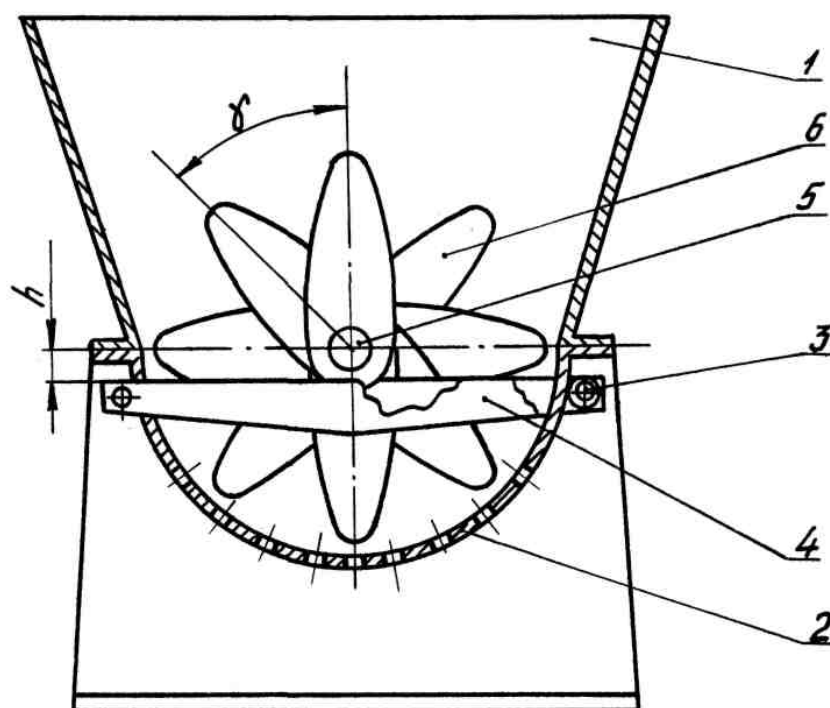


Рисунок 1 – Ножевая дробилка

Целесообразность применения гладкой выпуклой направляющей кривой подвижного ножа следует из анализа работы дробилок с ножами, имеющими вогнутую зубчатую режущую поверхность [2]. Такие ножи обладают чрезмерной захватывающей способностью, что требует разработки технических решений, направленных на ее оптимизацию [2]. Применение дозирующих и разрывных устройств [3] усложняет технологию и повышает энергозатраты. Поэтому целесообразна реализация стадийности

дробления или саморегуляции захватывающей способности в едином устройстве. Поставленная задача решается использованием эксцентричного подвижного ножа, направляющая кривая которого есть полуэллипс (рис.2), заданный уравнением

$$R = \pm \frac{R_0}{\sqrt{\cos^2 \varphi + \frac{1}{\lambda^2} \sin^2 \varphi}},$$

где R_0 – радиус окружности основания ножа, сопряженной с направляющей кривой; φ – угол, соответствующий радиусу R кривой; λ – отношение длин полуосей эллипса (удлинение ножа).

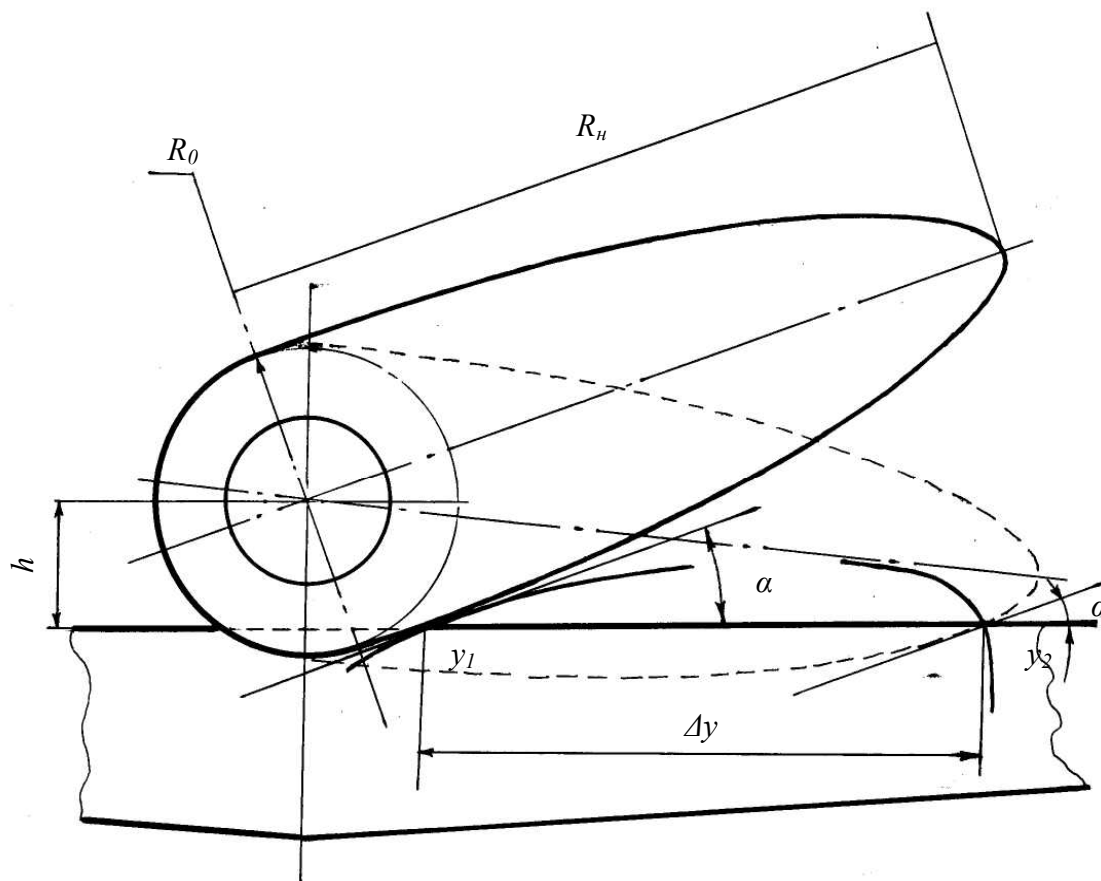


Рисунок 2 – Нож полуэллиптической формы

Эксцентricность ножа связана с требованием поочередного контактирования подвижных ножей с неподвижными как необходимого условия, исключающего перегрузки привода при дроблении. Для этого ножи должны устанавливаться на валу с поворотом друг относительно друга, например, по винтовой линии. Если бы нож был полностью эллиптическим, ротор оказался бы «переполнен» ножами и менее эффективно захватывал бы материал. В связи с этим ротор должен содержать минимально необходимое число ножей, поочередно контактирующих с неподвижными ножами.

Эффективный срез происходит, если угол между плоскостью неподвижных ножей и касательной к направляющей кривой подвижного ножа в точке их пересечения не превышает определенного значения, зависящего от коэффициента трения материала о поверхности ножей. Эксперименты показывают, что для витой стружки указанный угол эффективного резания составляет $\alpha \leq 23^{\circ}$. Эллиптическая направляющая кривая,

сопряженная с окружностью основания ножа, обладает следующим свойством. По мере вращения ножа начальный угол резания $\alpha = 23^\circ$ достигается при некотором положении ножа относительно плоскости неподвижных ножей (рис.2). При последующем вращении угол α станет меньше 23° , и резание будет происходить до тех пор, пока угол α вновь не станет равным 23° в некоторой точке направляющей кривой ножа вблизи его вершины. Дальнейший поворот ножа будет сопровождаться выкальзыванием материала из-под вершины ножа. Тем самым, нож эллиптической формы создает не только режущее усилие, перпендикулярное его движению, но и деформацию разрыва в направлении своей большой полуоси, позволяющую за счет выкальзывания материала разгрузить концевую часть ножа.

Если точка с координатой y_1 на плоскости неподвижных ножей соответствует начальному углу 23° , а y_2 – конечному, то величина $\Delta y = y_2 - y_1$ определяет длину участка неподвижного ножа, на которой происходит эффективное разрушение материала (рис.2). Чем больше эта длина, тем сильнее нагружен ротор, и тем больше производительность дробилки, однако до тех пор, пока не нарушена возможность выкальзывания материала, так как это вызывает перегрузки привода.

Чтобы реализовать свойство саморегуляции захвата и обеспечить наиболее эффективное дробление стружки эллиптическим ножом, необходимо определить оптимальные параметры, от которых зависит захватывающая способность ножа. Для эллиптического ножа, лишенного зубьев, высота h расположения оси ротора над неподвижными ножами и удлинение λ решающим образом влияют на захватывающую способность, т.к. от них зависит длина Δy участка эффективного резания и длина $\Delta y_B = R_n - y_2$ участка выкальзывания из-под вершины ножа.

Исследовались ножи полуэллиптической формы в плане радиусом $R_n = 600$ мм с удлинениями λ от 3,0 до 5,0. Радиус вала составлял $R_0 = 50$ мм, высота h могла изменяться от 53 до 200 мм. Для каждого ножа нижний предел изменения h лимитируется радиусом вала, а верхний – радиусом основания ножа R_0 . Последнее обусловлено тем, что основание ножа на величину $R_0 - h \geq 10$ мм должно входить в паз между неподвижными ножами, – это необходимое условие работоспособности устройства. Для ножа данного удлинения при каждом значении h определялись координаты y_1 и y_2 на плоскости неподвижных ножей. Результаты представлены на рис.3 в виде графических зависимостей $y(h)$ для различных удлинений λ , причем h отсчитывается вниз от центра вращения. Пунктиром показаны значения радиуса вала R_0 и радиуса окружности основания R_n ножа.

Анализ полученных зависимостей (рис.3) показывает, что уменьшение высоты h приводит к резкому увеличению координаты y_1 и менее выраженному уменьшению координаты y_2 . При малых высотах h у ножей малого удлинения ($\lambda \leq 4,0$) координаты y_1 и y_2 сближаются настолько, что достигается вершина зависимости $y(h)$, при которой эффективного резания нет. У ножей с $\lambda > 4$ указанная вершина уже не достигается, так как уменьшение h ограничено радиусом вала. Поэтому у таких ножей зависимость $y(h)$ представляется двумя кривыми: $y_1(h)$ для корневой части ножа и $y_2(h)$ – для концевой. С увеличением λ наблюдается увеличение эффективной длины Δy для одних и тех же значений h . При этом чем больше λ , тем раньше, т.е. при меньшем y_1 , начинается эффективное резание. Крутизна зависимости $y_1(h)$ с увеличением λ возрастает, что соответствует ухудшению условий выкальзывания материала из-под корневой части ножа. Значения $y_2(h)$ также увеличиваются с ростом λ , причем крутизна зависимости $y_2(h)$ возрастает. Следовательно, с ростом λ возможностей для выкальзывания материала из-под вершины ножа становится все меньше, а участок выкальзывания все больше отодвигается к вершине ножа. Если у ножа с $\lambda = 3,0$ выкальзывание начинается с $0,83R_n$ и происходит на длине участка неподвижного ножа, равной $\Delta y_B = 0,167R_n$, то

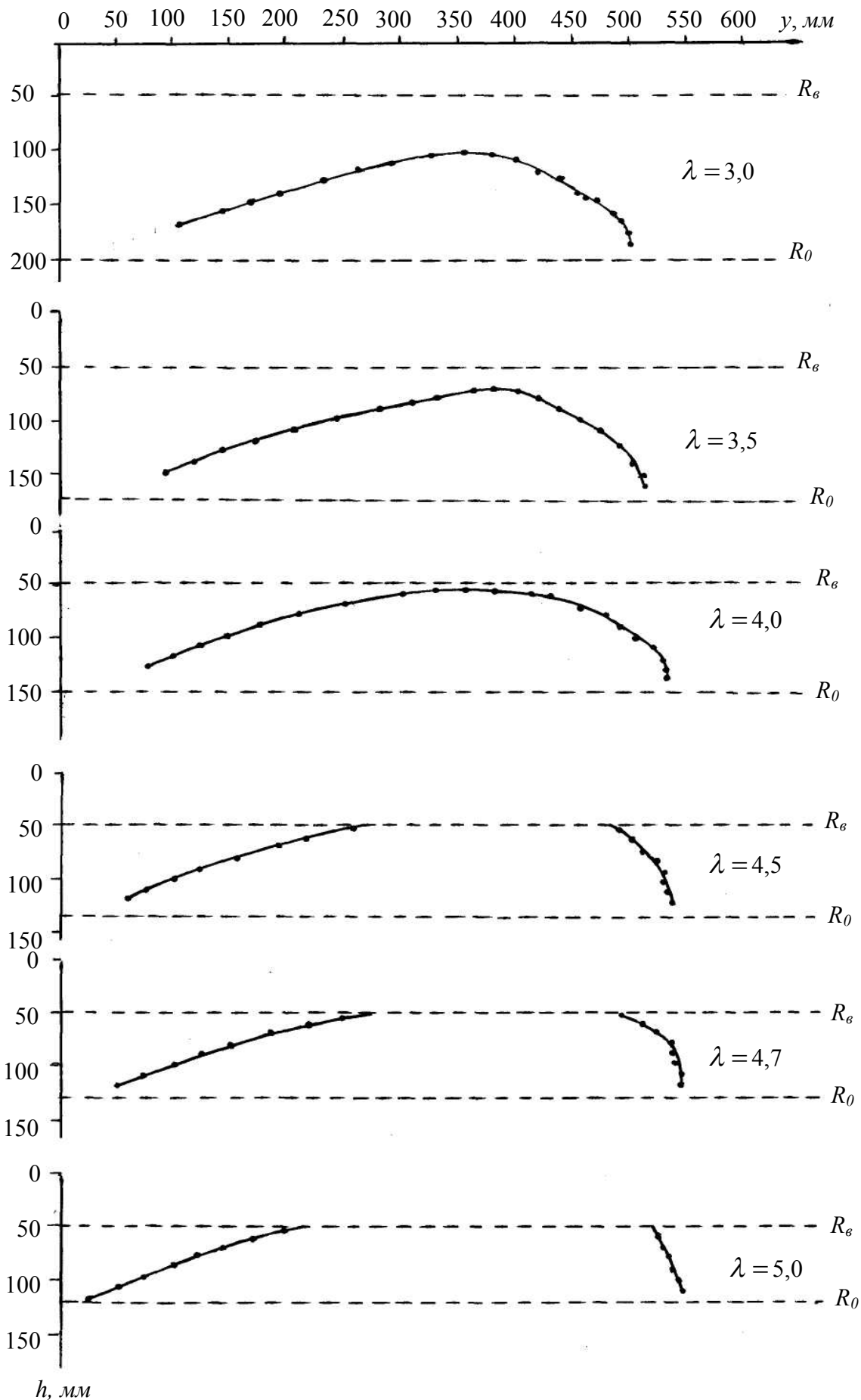


Рисунок 3 – Зависимости $y(h)$ для различных удлинений λ ножа

для $\lambda = 5,0$ – соответственно с $0,917R_n$ и $\Delta y_B=0,083R_n$ (в обоих случаях – при максимальном h для этих ножей). Установлено также, что кривые $y_2(h)$ имеют перегиб, после которого начинается более резкое уменьшение y_2 с уменьшением h . Этот участок зависимости связан уже с неоправданным сокращением эффективной длины резания Δy . Нужно учитывать и то, что при больших λ резкое ухудшение условий выскользывания из-под вершины ножа будет приводить к значительному скачку усилий на валу при переходе от данного подвижного ножа к следующему, повернутому относительно него на угол γ , несмотря на малое значение координаты y_1 , характерное для больших удлинений λ . Таким образом, чем больше λ , тем сильнее влияет изменение высоты h на эффективность дробления эллиптическим ножом. Оптимальные значения λ и h определялись по критериям $\frac{\Delta y}{R_n}$ и $\frac{\Delta y_B}{R_n}$.

Результаты определения указанных величин приведены в табл.1.

Таблица 1 – Результаты исследования зависимости $y(h)$ для различных λ

λ	h , мм	$\frac{h}{R_0}$	$\frac{\Delta y}{R_n}$	$\frac{\Delta y_B}{R_n}$	R_0-h , мм
3,0	180	0,9	0,641	0,208	20,0
3,5	150	0,875	0,695	0,155	21,5
4,0	120	0,80	0,721	0,117	30,0
4,5	105	0,787	0,712	0,125	28,7
4,7	100	0,783	0,725	0,108	27,7
5,0	80	0,67	0,687	0,108	40,0

Для $\lambda=3,0$ оптимальна высота $h=0,9R_0$, т.к. при этом значение координаты y_1 минимально. Длина участка выскользывания из-под вершины ножа при этом $0,208R_n$ и величина $R_0-h=20$ мм более чем достаточна, поэтому нет смысла уменьшать h , тем более учитывая малую захватывающую способность ножа с $\lambda=3,0$. Для ножа с $\lambda=3,5$ оптимально значение $h=0,875R_0$, при котором координата y_2 не доходит до точки перегиба кривой $y_2(h)$. Как и при $\lambda=3,0$, этому значению h соответствует минимальная координата y_1 . Длина участка выскользывания из-под вершины ножа ($0,155R_n$) уже существенно меньше, чем при $\lambda=3,0$. Таким образом, для ножей с $\lambda=3,0-3,5$ допустимы максимальные значения высоты h , практически исключающие выскользывание материала из-под корневой части ножа. При $\lambda=4,0$ нужно уже уменьшать h для увеличения длины участка выскользывания из-под вершины ножа. Поэтому $h=0,80R_0$, при котором $\frac{\Delta y_B}{R_n}=0,117$. При дальнейшем увеличении удлинения захватывающая способность ножей существенно возрастает, поэтому необходимо ограничивать высоту h , несмотря на связанное с этим увеличение координаты y_1 . Для $\lambda=4,5$ оптимально $h=0,787R_0$, при котором $\frac{\Delta y_B}{R_n}=0,125$.

При $\lambda=4,7$ оптимально значение $h=0,783R_0$, при котором $\frac{\Delta y_B}{R_n}=0,108$, и концевая часть ножа не будет перегружена. Для такого удлинения величины $h>0,705R_0$ нецелесообразны, т.к. это связано с чрезмерным уменьшением координаты y_1 при практически неизменной длине участка выскользывания. Здесь уже проявляется недостаток

больших удлинений: захватывающая способность велика, а обеспечение выскальзывания материала из-под концевой части ножа связано с неблагоприятным увеличением координаты y_I и возрастанием усилий резания.

При удлинениях, близких к $\lambda=5,0$, характерны резкие зависимости $y_I(h)$ и особенно $y_2(h)$, а также малая в целом длина участка выскальзывания. При максимальном $h=0,917R_0$ получается $\Delta y_B / R_n = 0,088$, что недостаточно и может создать перегрузки привода, тем более, что и y_I мало ($0,128R_n$). Поэтому необходимо уменьшить h до $0,67R_0$, при котором обеспечивается $\Delta y_B / R_n = 0,108$. Из табл.1 видно, что при обеспечении

необходимого $\Delta y_B / R_n \geq 0,11$ для рассматриваемых удлинений и выбранных оптимальных высот h длина участка эффективного резания возрастает у ножей с удлинениями до $\lambda=4,7$. Наибольший показатель эффективного резания $\Delta y / R_n \geq 0,7$ достигается у ножей с удлинениями $0 \leq \lambda \leq 4,7$. Следовательно, именно такие удлинения эллиптического ножа оптимальны для дробления большинства рыхлых материалов, и прежде всего металлической стружки. При необходимости по описанному методу можно установить более точные значения h и λ для конкретного вида материала, исходя из экспериментально определяемого значения угла резания α . Для удлинений

$4,0 \leq \lambda \leq 4,7$, как видно из табл.1, можно ввести среднее $\frac{h}{R_0}$, т.к. эти величины в указанном диапазоне удлинений отличаются незначительно: $\left(\frac{h}{R_0}\right)_{cp} \approx 0,8$. Это значение

$\frac{h}{R_0}$ может быть рекомендовано для разработки дробилок с ножом эллиптической формы как соответствующее наиболее эффективному дроблению.

Выводы. Свойство саморегуляции захватывающей способности полуэллиптического ножа с удлинениями $4,0 \leq \lambda \leq 4,7$ при расположении его центра вращения над неподвижными ножами на высоте, равной $0,8$ длины его малой полуоси, обеспечивает эффективное дробление рыхлых материалов и, прежде всего, металлической стружки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Деклараційний патент 40158 Україна, МПК⁷ В 02 С 18/06. Пристрій для роздрібнення матеріалів / Зацаренко В.І., Тихонцов О.М., Левчук О.С., Скляр В.Н.; заявник і патентовласник Дніпродзерж. держ. техн. унів-т. – № 2000074312; заявл. 18.07.00; опубл. 16.07.01, Бюл. № 6.
2. Зацаренко В.И. Конструктивные усовершенствования однороторных ножевых стружкодробилок / В.И.Зацаренко, А.М.Тихонцов // Системні технології: Регіональний міжвузівський збірник наукових праць. – Дніпропетровськ. – 1999. – Вип. 6. – С.18-27.
3. А.С. 1530249 СССР, МКИ⁴ В 02 С 18/06. Установка для измельчения / А.М.Тихонцов, В.И.Зацаренко, А.С.Левчук, А.И.Щекин (СССР). – № 4347506/23-33; заявл. 21.12.87; опубл. 23.12.89, Бюл. № 47.

Днепродзержинский государственный технический университет

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ МЕТОД БЕЗРАЗБОРНОЙ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЯ

Введение. Эффективность диагностики технического состояния отдельных узлов автомобиля зависит от степени применимости различных методов и технических средств при определении технического состояния автомобиля. Своевременная диагностика автомобилей требует привлечения эффективного оборудования для определения технических неисправностей, что требует значительных капиталовложений. Необходимо добиваться снижения затрат времени на проведение диагностики, что позволяет производить своевременный ремонт, минимизировав возможность аварийной неисправности автомобиля в эксплуатационных условиях. К экономическим затратам можно отнести не только затраты на ремонт деталей с большим износом или вышедших из строя, а и дополнительные затраты на восстановление косвенно неисправных деталей.

Постановка задачи. Для автомобилей, которые работают в отрыве от баз сервисного обслуживания, необходимо разработать комплекс средств безразборной диагностики. В его составе должны быть средства внешней диагностики (приборы для определения мощностных характеристик двигателя, давления и температуры выхлопных газов; устройство для определения состояния трансмиссии по акустическим и тепловым показателям, приборы для проверки топливоподающей аппаратуры) и средств встроенной диагностики (приборы для проверки затрат топлива, тормозной эффективности). Последние могут быть как элементами конструкции автомобиля, так и переносными средствами, которые временно добавляются к автомобилю на период его диагностики в процессе эксплуатации (расходомеры топлива, индикаторы эффективности тормозной системы).

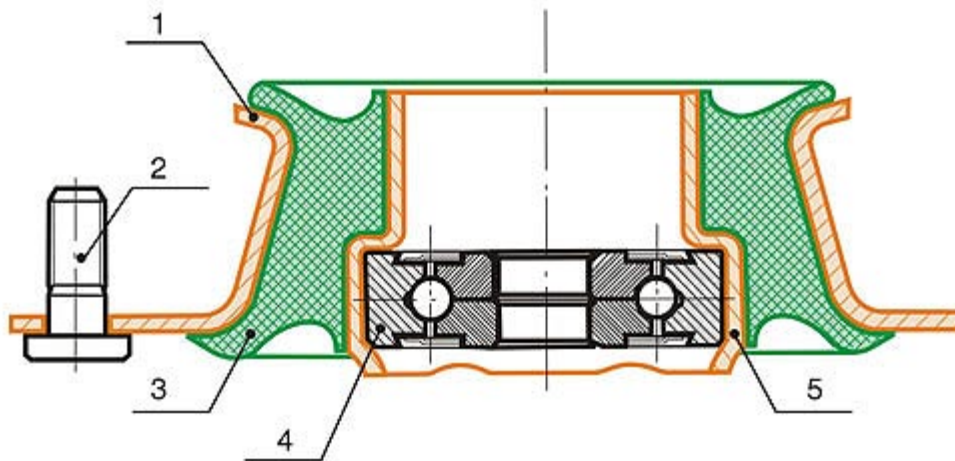
Для АТП малой мощности и филиалов автотранспортных предприятий необходимо разработать упрощенный комбинированный роликотный стенд с беговыми барабанами, который базируется на инерционном методе определения мощностных, тормозных и частично ходовых и экономических показателей автомобиля. К этому стенду должен добавляться комплекс необходимых переносных диагностических приборов. Для средних и крупных АТП необходимо иметь модульные системы диагностики на базе специализированных стендов (для измерения тяговых, тормозных и ходовых характеристик автомобилей), каждый из которых обеспечен модулем-приставкой, которая обеспечивает автоматизированное задание тестовых режимов, автоматизированную постановку диагноза по заданной программе и передачу результатов исполнителю работ по ТО и ремонту автомобилей к центру управления производством. Модульная система позволит оперативно вписываться в установленные технологические процессы ТО и текущего ремонта автомобилей.

Центры технического обслуживания автомобилей необходимо оснащать автоматизированными диагностическими станциями (комбайнами) для централизованной диагностики автомобилей. В состав таких станций должны входить стенды инерционной нагрузки, стенды для проверки углов установки передних колес автомобиля и комплексы переносных приборов.

Результаты работы. Наиболее распространенным типом передней подвески автомобилей является "качающаяся свеча" или система "Мак-Ферсон". Такую схему имеет, например, подвеска автомобиля ВАЗ 1118 "Калина". Устройство этой подвески достаточно простое и надежное. Диагностика такой подвески начинается с опорного под-

шипника (рис.1). Это один из самых нагруженных узлов подвески. В отличие от шаровой опоры классических автомобилей "Жигули" этот узел не разрушается внезапно, а сообщает о своем выходе из строя прогрессирующими глухими стуками.

Диагностику этого узла выполняют с частичной разборкой – снимают защитные колпаки для доступа к передним стойкам автомобиля.



- 1 – корпус наружный; 2 – болт крепления опоры;
3 – резина; 4 – подшипник; 5 – корпус внутренний

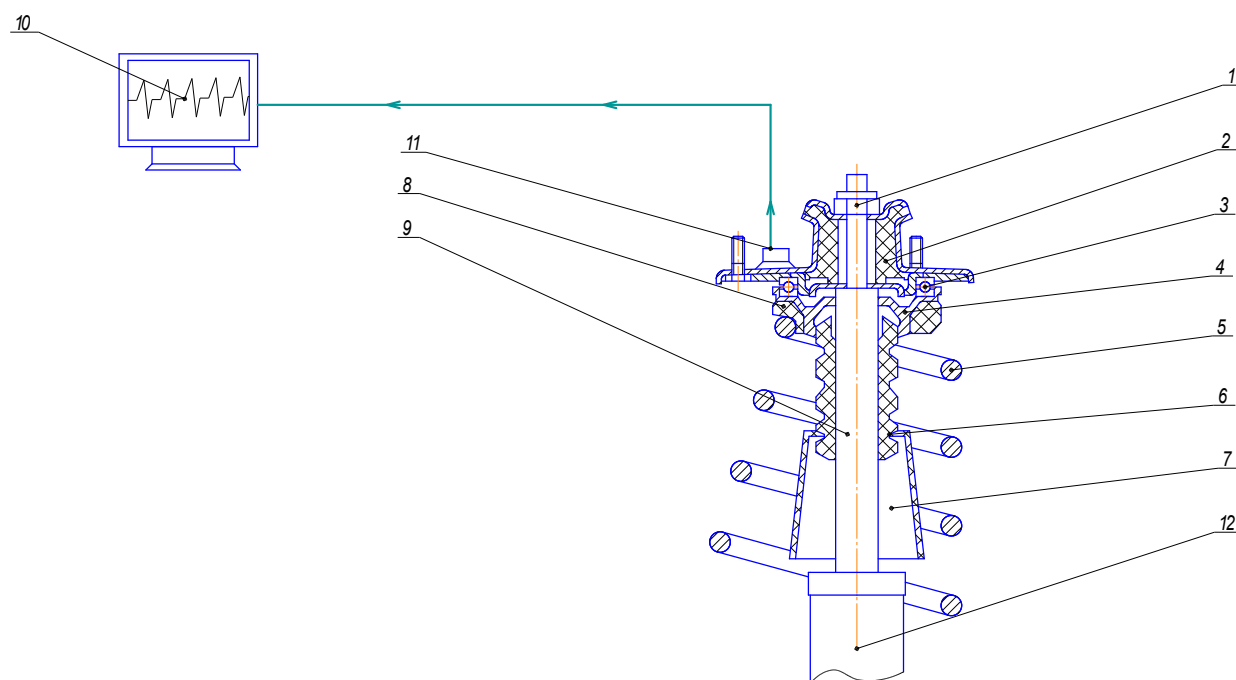
Рисунок 1 – Опорный подшипник

Недостатком этого способа является низкая достоверность, необходимость снятия и разборки стойки амортизатора передней подвески для проверки работоспособности опорного подшипника, что влечёт за собой значительные затраты времени и средств.

Для диагностики узла опоры стойки переднего амортизатора на современных АСП следует развивать использование безразборной диагностики. В данном случае перспективным является использование пассивного акустического метода диагностики с изучением периодичности, интенсивности и спектра шумов работающего механизма элементарными микрофонными приёмниками. Вибрационный и шумовой методы служат для диагностики работающих механизмов. Их важными преимуществами перед другими методами контроля и диагностики является то, что они реагируют только на развивающиеся, действительно опасные дефекты. Основным их недостатком как средства контроля – трудность выделения сигналов от развивающихся дефектов на фоне помех (шум от движущихся частей диагностического оборудования, косвенно связанных деталей автомобиля и т.д.). Но в целом при детальном исследовании этого метода значительно снизится время и, как следствие, стоимость диагностики.

На рис.2 представлена схема подключения акустического датчика для снятия шумов работающего механизма опоры передней подвески.

Датчик 11 представляет собой микрофонное устройство, прикреплённое к корпусу опоры 2 телескопической амортизаторной стойки 12 и соединённое односторонней связью с электронным устройством обработки данных (ЭУОД). При движении автомобиля по неровной дороге в узле опорного подшипника 3 происходят горизонтальные смещения (биения) отдельных узлов в пределах нормы, что можно зафиксировать на электронном устройстве обработки данных. Так как эти смещения являются незна-



- 1 – гайка штока амортизатора; 2 – верхняя опора амортизаторной стойки; 3 – подшипник верхней опоры амортизаторной стойки; 4 – верхняя чашка пружины; 5 – пружина передней подвески; 6 – буфер хода сжатия; 7 – защитный кожух; 8 – верхняя чашка пружины; 9 – шток амортизатора; 10 – электронное устройство обработки данных; 11 – акустический датчик; 12 – телескопическая стойка

Рисунок 2 – Схема подключения акустического датчика

чительными, то и пики сигнала на ЭУОД на фоне общего шума являются невыразительными, а иногда сливаются. При появлении в узле опорного подшипника смещений, превышающих допустимые значения, на ЭУОД можно чётко выделить характерные пики активности акустического датчика. На основе этих показаний можно сделать заключение о состоянии опорного подшипника, не разбирая и не снимая узел с автомобиля.

Выводы. На основании обзора методов диагностики узлов опоры передней стойки амортизатора автомобиля можно сделать вывод о перспективности разработки безразборных методов диагностики. Предложен метод пассивной акустической диагностики, позволяющий производить оперативную диагностику во время движения автомобиля в условиях, максимально приближенных к реальным. Разработана схема подключения акустического датчика к узлам опорного подшипника передней стойки амортизатора автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Иванов А.М. Основы конструкции автомобиля / А.М.Иванов, А.Н.Солнцев, В.В.Гаевский. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулём»», 2005. – 336с.
2. Вакламов В.К. Конструкция и элементы расчёта: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К.Вакламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480с.

Днепродзержинский государственный технический университет

*Национальная металлургическая академия, г. Днепропетровск

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНО-ЛИТЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЗАСЫПНЫХ АППАРАТОВ

Введение. Проектирование сварно-литых конструкций крупногабаритных металлургических агрегатов предполагает выбор правильного места расположения шва.

При этом считаем, что шов должен располагаться в месте, где напряжения минимальны, то есть необходимо прежде, чем выбрать место расположения шва, провести расчет напряженно-деформированного состояния конструкций.

Постановка задачи. Задачей исследования является проектирование сварно-литых конструкций засыпных аппаратов доменных печей.

Результаты работы. Покажем, как это делается, на примере проектирования засыпных аппаратов доменных печей. Засыпной аппарат включает в себя две тонкостенные оболочки – конус и чашу.

Вопросами определения напряженно-деформированного состояния этих составляющих конструкций засыпных аппаратов занимался Д.А.Сторожик еще в 60-ые годы прошлого столетия [1], [2]. Тогда им была предложена методика расчета напряженно-деформированного состояния конуса и чаши, базирующаяся на классических методах расчета оболочек [3]. Методы расчета, предложенные Д.А.Сторожиком, были трудоемки и в них не были решены вопросы обеспечения плотности аппарата.

Авторы в работе [4] частично решили указанные вопросы, где представлен алгоритм программы определения напряженно-деформированного состояния конуса и усилия прижатия конуса к чаше с использованием компьютера. В настоящей статье раскрыт алгоритм программы и представлен исходник программы определения напряженно-деформированного состояния чаши, а также дан пример расчета для засыпного аппарата доменной печи объемом 5000м^3 . При этом исправлены неточности, замеченные в работе [2].

Исходные данные (рис.1):

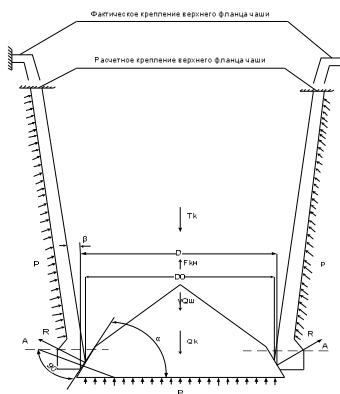


Рисунок 1 – Схема нагрузок, действующих на конус и чашу

Смысл обозначений, приведенных на рис.1, дан ниже в алгоритме:

F – площадь поперечного сечения кольца;

c_3 – расстояние от центра тяжести до места фиктивного разреза (по вертикали);

c_2 – расстояние от центра тяжести до середины толщины отрезанной стенки чаши (по горизонтали);

J_K – момент инерции поперечного сечения кольца относительно оси x , проходящей через центр тяжести сечения (рис.2).

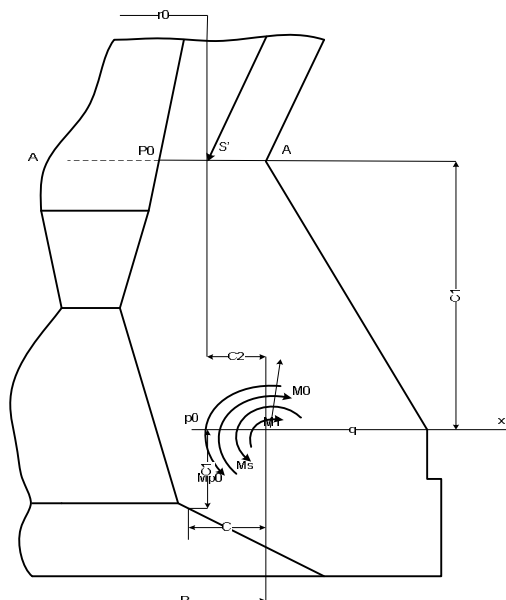


Рисунок 2 – Схема усилий, действующих на кольцо

Определение деформаций кольца (рис.2).

Момент от силы S' :

$$\{M_s = S \cdot (c_3 \cdot \sin(\beta) + c_2 \cdot \cos(\beta));$$

$$M_{p_0} = p_0 \cdot c_3, \text{ кгсм / см.}$$

Суммарный момент в сечении кольца:

$$M_k = M_0 + M_R - M_s - p_0 c_3;$$

$$P_k = (q - p_0) \cdot r_0, \text{ кг.}$$

При нагружении кольца распределенными моментами изгибающий момент в поперечном сечении кольца будет:

$$M_x = M_k \cdot r_0.$$

Подставляя полученные значения деформаций кольца и оболочки в формулы, сокращая E и меняя в первом уравнении знаки, сокращая все его члены на r_0 и вычисляя постоянные коэффициенты при всех членах, полагая $\mu = 0,3$ (чаши конусов на всех заводах делаются из стали), будем иметь два уравнения для определения p_0 и M_0 :

$$\begin{aligned}
 & 2.57 \frac{r_0}{\delta \sqrt{\delta \frac{r_0}{\cos \beta}}} (p_0 + q_0) + \frac{3.31}{\delta^2 \cdot \cos \beta} \cdot M_0 - \frac{1}{\delta} (0.85 \frac{pr_0}{\cos \beta} - \\
 & - 0.3 \cdot S) = \frac{r_0(q - p_0)}{F} + \frac{r_0 c_3}{Ik} (M_0 + M_R - M_S - p_0 c_3); \\
 & - \frac{3.31 r_0}{\delta^2} (p_0 + q_0) - \frac{8.52}{\delta^2} \sqrt{\frac{r_0}{\delta \cdot \cos \beta}} M_0 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\delta} (\frac{3}{2} pr_0 - S) = \\
 & = \frac{r_0^2}{Ik} \cdot (M_0 + M_R - M_S - p_0 c_3).
 \end{aligned}$$

Program andrei;

uses dos,crt;

var

D0, p,FKH,QK,QSH,GAMA,D,C,C1,c2,c3,

ALFA,Ro,Beta,P1,R,OA,MR,S1,

Q,R1,T,S,Sigma1,Sigma2,f,jk,

R0,Mu,E,Sx,Tx,delta,Q0,tang1,tang2,

Sigma1x,Sigma2x,c111,c222,ro1,

a1,a2,a3,a4,b1,b2,b3,b4,c4,c5,r11,

c6,c7,c8,p0,m0,ms,mp0,c11,c22:real;

Nx1,Sx1,Tx1,Mx1,Kx1,Nx2,Sx2,Tx2,Mx2,Kx2,fi,Nx,rk,X0,X:real;

SIGMA11,SIGMA111,SIGMA22,SIGMA222,TAU1,TAU11,SUMSX,SUMTX,

SUMMX,SUMKX:REAL;

sumsigma1,sumsigma2:real;

N:INTEGER;

begin

writeln('Ввод исходных');

writeln('Диаметр чаши в свету см');

D0:= 446; {см}

writeln('Диаметр приложения равнодействующих');

writeln(' контактных сил см');

D:= 451; {см }

writeln('Давление газа под колошником кг/см*см');

p:= 1.5; {кг/см*см}

{пересчитать для 2.5}

FKH:= 75000; {кг }

writeln('Вес узла конуса и шихты кг');

QK:= 25000; {кг }

QSH:= 0; {ШИХТА ОТСУТСТВУЕТ}

GAMA:= 0.75; {Б/Р}

Mu:=0.3; { б/р}

E:=2000000; {кг/см*см}

writeln('Толщина стенки чаши см ');

DELTA:=5;{СМ}

ALFA:= 6.28/360*60;{РАДИАН}

writeln('Угол наклона стенки чаши к вертикали град ');

(*БЕТА:=6.28/(360{*60})*{530}8;{РАДИАН}*)

БЕТА:=6.28/(360*60)*530;

RO1:= 6.28/360*6;{РАДИАН}

n:=9;

```

R0:= 226;{ см }
X0:=R0/SIN(BETA);
writeln('x0= ',x0:10:3);
R1:=40.6/34.4* r0; { см }
writeln('r1=',r1:10:3);
readln;
R1:=40.6/34.4* r0; { см }
writeln('r1=',r1:10:3);
readln;
C2:=3.7; {CM}
c3:=10.8; {CM}
F:= 205.7;{см*см}
JK:= 4896;{см*см*см*см}
writeln('Краевая задача');
readln;
P1:=3.14/4*p*D0*D0+FKH-QK;
R11:=P1/(3.14*D*cos(ALFA-RO1));
{OA:=(c/tg(alfa-rO)-c1)*sin(alfa-rO);}
oa:=55/344;
MR:=R11*OA;
writeln('r11=',r11:10:3);
writeln('mr=',mr:10:3);
readln;
S1:=P*(3.14*D*cos(beta));
tang1:=(sin (alfa-beta))/(cos (alfa-beta));
tang2:=(sin (beta))/(cos (beta));
Q:= P1/(3.14*D)*(tang1-tang2);
writeln('Q=',q:10:3);
readln;
R:=R1;
T:=-P*R/cos(beta);
S:=P*R/(2*cos(beta));
Sigma1:=-P*R/(2*delta*cos(beta));
Sigma2:=-P*R/(delta*cos(beta));
writeln('Sigma1=',Sigma1:10:3);
writeln('Sigma2=',Sigma2:10:3);
R:=R0;
T:=-P*R/cos(beta);
S:=P*R/(2*cos(beta));
Sigma1:=-P*R/(2*delta*cos(beta));
Sigma2:=-P*R/(delta*cos(beta));
writeln('Sigma1=',Sigma1:10:3);
writeln('Sigma2=',Sigma2:10:3);
readln;
R:=R1;
Sx:=-S*(R0/R);
Tx:=0;
Sigma1x:=-Sx/delta;

```

```
Sigma2x:=0;
R:=R0;
Sx:=-S*(R0/R);
Tx:=0;
Sigma1x:=-Sx/delta;
Sigma2x:=0;
Q0:=P*R0/2*tang2;      {22}
writeln('q0=',q0:10:3);
ms:=S*(C3*sin(beta)+C2*cos(beta));
writeln('C3*sin(beta)=' ,C3*sin(beta):10:3);
writeln('C2*cos(beta)=' ,C2*cos(beta):10:3);
writeln('s=' ,s:10:3);
writeln('ms=' ,ms:10:3);
readln;
Преобразуем уравнения(1) к виду
A3=2,57*r0/sqrt(delta*r0/cos beta);
B3=3.31/(delta*delta*cos (beta));
A4=-3.31r*r/(delta*delta)
B4=8.52/delta*delta*(sqrt(r0/delta*cos (beta)));
C4=1/beta*(0.85*Pr0/cos(beta));
C5=r0*(q-p0)/F;
C6=r0*C3/Ik;
C7=tan (beta)/delta*(3/2*P*r0-S);
C8=r0*r0/Ik;
A1=A3+C6*C3;
B1=B3+C6;
C1=C4+C5;
A2=A4+C8*C3;
C2=C8*Mr-C8*Ms-A4*q0-C7;
B2= -B4-C8;
A1*M0+B1*P0=C1;
A2*M0+B2 * P0=C2;
P0=(B2*C1-B1*C2)/(A1*B2-A2*B1);
M0=(A1*C2-A2*B1)/(A1*B2-A2*B1).
writeln('Преобразуем эти уравнения к виду');
readln;
A3:=2.57*r0/delta/sqrt(delta*r0/cos (beta));
B3:=3.31/(delta*delta*cos (beta));
a4:=3.31*r0/(delta*delta*cos(beta));
B4:=8.52/(delta*delta)*(sqrt(r0/(delta*cos (beta)))));
C4:=1/delta*(0.85*P*r0/cos(beta)-0.3*s);
C5:=r0*q/F;
C6:=r0*C3/jk;
C7:=tang2/delta*(3/2*P*r0-S);
C8:=r0*r0/jk;
A1:=A3+C6*C3-1/q;
B1:=B3+C6;
C11:=C4+C5+c6*(mr-ms)-a3*q0;
```

```

A2:=-A4*cos(beta)+C8*C3;
C22:=C8*Mr-C8*Ms+A4*q0*cos(beta)-C7;
B2:= -B4-C8;
{A1*M0+B1*P0=C11;
A2*M0+B2*P0=C22;}
{Члены, стоящие в правой части, определяют деформацию кольца под действием усилий и моментов, приложенных к нему}
writeln('A1=',A1:10:3);
writeln('A2=',A2:10:3);
writeln('B1=',B1:10:3);
writeln('B2=',B2:10:3);
writeln('C11=',C11:10:3);
writeln('C22=',C22:10:3);
readln;
m0:=(C11*B2-C22*B1)/(A1*B2-A2*B1);
p0:=(C22*A1-C11*A2)/(A1*B2-A2*B1);
writeln('m0  ',m0:10:3);
writeln('p0  ',p0:10:3);
writeln('ПРОВЕРКА');
readln;
c11:= A1*M0+B1*P0;
c22:=A2*M0+B2*P0;
writeln('c111  ',c11:10:3);
writeln('c222  ',c22:10:3);
readln;
writeln('Краевая сила P0 кг/см');
writeln(P0:8:2);
writeln('Краевой момент M0 кгсм/см');
writeln(M0:8:2);
readln;
writeln('ОТЛАДКА');
readln;
{Усилия и напряжения в нижнем крае оболочки.}
N:=1;
X0:=R0/SIN(BETA);
X:=(R0+R0/N)/SIN(BETA);
GAMA:=SQRT(SQRT(3*(1-0.09)))*1/SQRT(DELTA*TANG2)*2*(SQRT(X)-SQRT(X0));
Nx1:=r0/r*(p0+q0)*cos(beta)*(cos(gama)-sin(gama))*exp(-gama);
Sx1:= -Nx1*tang2;
Tx1:=2*sqrt(sqrt(3*(1-0.09)))*rk*(p0+q0)*exp(-gama)*cos(gama);
Tx1:= Tx1/sqrt(delta*r)/cos(beta);
Mx1:= r0/sqrt(sqrt(3*(1-0.09)));
Kx1:=mu*Mx1;
Nx2:=(2*exp(1/3*Ln(3*(1-0.09)))*cos(beta)/r);
Nx2:=Nx2*(sqrt(r/delta*cos(beta))*M0*exp(-gama));
Sx2:=-Nx2*tang2;
Tx2:=(2*sqrt(3*(1-0.09))/delta*sqrt(r0/r))*

```

```

M0*(cos(gama)-sin(gama))*exp(-gama));
Mx2:=sqrt(r0/r)*M0*(cos(gama)+sin(gama))*exp(-gama);
Kx2:=mu*Mx2;
(*x – поперечная (срезающая) сила Nx1, действующая на единицу длины параллельного круга и лежащая в плоскости сечений, нормальных к меридиану, кг/см)
Значения Tx, Mx, Sx, Ax в районе нижнего края оболочки Sx и Tx – меридиональные и кольцевые усилия в оболочке, кг/см; Sx1, Mx и Kx – изгибающие моменты, действующие на единицу длины параллельного круга (меридиональные моменты) и на единицу длины меридиана (кольцевые моменты), кгсм/см.Mx1, Kx1.
Все усилия вычисляются на единицу длины. Кольцевые напряжения от краевых усилий будут определяться по формуле*:
Sigma22:=Tx1/delta+6*Kx1/(delta*delta);
Sigma222:=Tx1/delta-6*Kx1/(delta*delta);
{a меридиональные по формуле}
Sigma11:=Sx1/(delta)+6*Mx1/(delta*delta);
Sigma111:=Sx1/(delta)-6*Mx1/(delta*delta);
(*знак <плюс> или <минус> зависит от того, на какой стороне стенки чаши, внутренней или наружной, определяются напряжения*)
SumSx:=Sx1+Sx2;
SumTx:=Tx1+Tx2;
SumMx:=Mx1+Mx2;
SumKx:=Kx1+Kx2;
(*Суммарные кольцевые напряжения от краевой нагрузки и наружного давления:*)
SumSigma1:=Sigma1+Sigma11+Sigma111;
writeln('SumSigma1= ',SumSigma1:10:2);
(*Суммарные меридиональные напряжения от краевой нагрузки и нагруженного давления:*)
SumSigma2:=Sigma2+Sigma22+Sigma222;
writeln('SumSigma2= ',SumSigma2:10:2);
readln;
writeln('Расчет завершен');
readln;
end.

```

Усилия и напряжения в нижнем крае оболочки. Усилия в оболочке под действием краевой нагрузки определяются выражениями, приведенными в работе [5]. С учетом наших обозначений получим от краевых сил $p_0 + q_0$ и от моментов M_0 :

$$N_x^{p_0+q_0} = \frac{r_0}{r} (p_0 + q_0) \cos \beta (\cos \varphi - \sin \varphi) e^{-r};$$

$$S_x^{p_0+q_0} = -N_x^{p_0+q_0} \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

$$T_x^{p_0+q_0} = \frac{2\sqrt[4]{3(1-\mu^2)} r_n (p_0 + q_0) e^{-r} \cdot \cos \gamma}{\sqrt{\frac{\delta r}{\cos \beta}}};$$

$$M_k^{p_0+q_0} = \frac{r_0}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}.$$

$N1:=r0/r*(p0+q0)*\cos(\beta)*(\cos(\beta)-\sin(\beta))*\exp(-r);$
 $Sx1:=-Nx*\tan\beta;$
 $Tx1:=2*\sqrt{\sqrt{3*(1-0.09))}}*rk*(p0+q0)*\exp(-\gamma)*\cos(\gamma);$
 $Tx1:=Tx1/\sqrt{\delta*r}/\cos(\beta);$
 $Mk1:=r0/\sqrt{\sqrt{3*(1-0.09))}}.$

$$N_x^{M_0} = \frac{2\sqrt[3]{3(1-\mu^3)} \cdot \cos \beta}{r} \cdot \sqrt{\frac{r}{\delta \cos \beta}} \cdot M_0 \cdot e^{-\gamma} \sin \gamma;$$

$$S_k^{M_0} = -N_x^{M_0} \tan \beta;$$

$$T_x^{M_0} = \frac{2\sqrt{3(1-\mu^2)}}{\delta} \sqrt{\frac{r_0}{r}} M_0 (\cos \gamma - \sin \gamma) e^{-\gamma};$$

$$M_x^{M_0} = \sqrt{\frac{r_0}{r}} M_0 (\cos \gamma + \sin \gamma) e^{-\gamma};$$

$$K_x^{M_0} = \mu M_x^{M_0}.$$

где N_x – поперечная (срезающая) сила $Nx1$, действующая на единицу длины параллельного круга и лежащая в плоскости сечений, нормальных к меридиану, кг/см;
 S_x и T_x – меридиональные и кольцевые усилия в оболочке, кг/см; $Sx1$;
 M_x и K_x – изгибающие моменты действующие на единицу длины параллельного круга (меридиональные моменты) и на единицу длины меридиана (кольцевые моменты), кгсм/см. $Mx1$, $Kx1$;

$Nk2:=(2*\exp(1/3*\ln(3*(1-0.09)))*\cos(\beta)/r)*(\sqrt{r/\delta*\cos(\beta)})*M0*\exp(-\gamma);$
 $Sx2:=-Nx2*\tan(\beta);$
 $Tx2:=(2*\sqrt{3*(1-0.09)})/\delta*(\sqrt{r0/r})*M0*(\cos(\gamma)-\sin(\gamma))*\exp(-\gamma);$
 $Mx2:=\sqrt{r0/r}*M0*(\cos(\gamma)+\sin(\gamma))*\exp(-\gamma);$
 $Kx2:=\mu*Mx2.$

Все усилия вычисляются на единицу длины. Кольцевые напряжения от краевых усилий будут определяться по формуле:

$$\sigma_2 = \frac{T_x}{\delta} \pm \frac{6K_x}{\delta^2}.$$

$\text{Sigma}1:=Tx1/\delta+6*Kx1/(\delta*\delta);$
 $\text{Sigma}11:=Tx1/\delta-6*Kx1/(\delta*\delta).$

Меридиональные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_1 = \frac{S_x}{\delta} \pm \frac{6M}{\delta^2}.$$

$\text{Tau}1:=Sx1/(\delta)+6*Mx1/(\delta*\delta);$
 $\text{Tau}11:=Sx1/(\delta)-6*Mx1/(\delta*\delta).$

Знак «плюс» или «минус» зависит от того, на какой стороне стенки чаши, внутренней или наружной, определяются напряжения.

Эпюры эквивалентных напряжений для нашей конкретной оболочки показаны на рис.3.

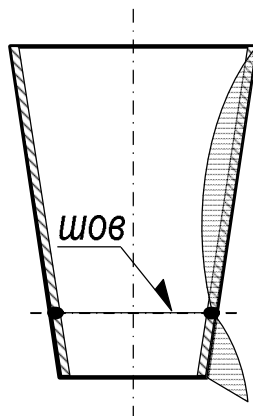


Рисунок 3 – Эпюры эквивалентных напряжений

Выводы. Разработана методика, позволяющая определить наименее нагруженное сечение, в котором рекомендуется располагать сварной шов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сторожик Д. А. Засыпные аппараты и их модернизация / Д. А. Сторожик // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 1959. – № 9. – С.58-69.
2. Ничипоренко К. В. К вопросу эксплуатации засыпных аппаратов / К. В. Ничипоренко // Сталь. – 1954. – № 9. – С.64-70.
3. Дикалов А. И., Прочность засыпных аппаратов / А. И. Дикалов, Д. А. Сторожик // Сталь. – 1959. – № 7. – С.78-85.
4. Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов / Канторович З. Б. – М.: Машгиз, 1952. – 127 с.
5. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Т.2 / Тимошенко С. П. – М.: Гостехиздат, 1946. – 145 с.