

UNIVERZITA PARDUBICE
Dopravní Fakulta Jana Pernera

Geometrické uspořádání skříně a pojezdu tramvaje
Ondřej Kašpar

Bakalářská práce
2011

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ondřej KAŠPAR**
Osobní číslo: **D07658**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**
Název tématu: **Geometrické uspořádání skříně a pojezdu tramvaje**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Charakterizovat současné koncepce uspořádání tramvajových skříní a definovat parametry daného technického uspořádání tramvají s ohledem na jejich provoz. Určit základní vlastnosti geometrie pojezdu, skříně a jejich vzájemného spolupůsobení. Na základě toho dále stanovit závislosti jednotlivých parametrů vozidla, z nichž je možné určit ideální rozměry půdorysu tramvajových skříní dle provozních podmínek. Vypracovat:

1. Vývoj tramvajových koncepcí dle jednotlivých historických etap.
2. Současné koncepce uspořádání vozové skříně tramvají.
3. Stanovení zúžení skříně pro jednotlivé konstrukční typy tramvají.
4. Rozbor možností půdorysných rozměrů tramvajových skříní.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího BP
Rozsah pracovní zprávy: 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: Kolejové vozy. Bratislava: Nakladatelství Alfa, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63-870-84.
- [2] HABARDA D.: Městská hromadná doprava. Bratislava: Nakladatelství Alfa, 1. vydání, 1984, 496 s.
- [3] HABARDA D., GREŇČÍK J.: Pojazdy Mestských koľajových vozidiel. Žilina: Žilinská univerzita v Žilině, 1. vydání, 2006, 125 s., ISBN 80-8070-511-9.
- [4] POHL J.: Principy a trendy v tramvajové dopravě I-IV. Železniční magazín, 3-4/2007, 1-2/2008.
- [5] ČSN 28 0227. Obrisy pro tramvajová vozidla. Praha: Český normalizační institut, 1994. 12 s.
- [6] ČSN 28 0318. Průjezdne průřezy tramvajových tratí. Praha: Český normalizační institut, 1994. 13 s.
- [7] ČSN EN 15273-1 (28 0340). Železniční aplikace - Průjezdne průřezy tratí a obrisy vozidel - Část 1: Všeobecně - Společné zásady pro infrastrukturu a vozidla. Praha: Český normalizační institut, 2010. 206 s.
- [8] ČSN 73 6412. Geometrické uspořádání koleje tramvajových tratí. Praha: Český normalizační institut, 1995. 26 s.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Aleš Hába, Ph.D.
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

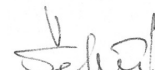
Datum zadání bakalářské práce: 25. února 2011

Termín odevzdání bakalářské práce: 31. května 2011



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2011

Prohlášení autora

Prohlašuji,

že jsem tuto práci vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména ze skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Brně dne 30. 5. 2011

Ondřej Kašpar

Poděkování

Moje upřímné poděkování patří především vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Aleši Hábovi, Ph.D. za řadu cenných námětů a rad při tvorbě mé bakalářské práce, za čas, zájem, ochotu a podmětne připomínky. Dále mé poděkování patří zaměstnanci Technického muzea v Brně, panu Miloši Tlaskalovi, za zajištění archivních materiálů. Rád bych poděkoval technickému řediteli VUKV v Praze, panu Ing. Miloši Zelingrovi za nastínění problematiky uspořádání tramvají. Na závěr děkuji pracovníkům Dislokovaného pracoviště Dopravní fakulty Jana Pernera v České Třebové za poskytnutí studijního zázemí.

Anotace

Bakalářská práce je zaměřena na popis vozidel městské pouliční dopravy se záměrem popsat základní typy uspořádání skříně vozidel. Hlavním cílem je pak stanovení výpočtu obrysu skříně pro jisté provozní podmínky s ohledem na zúžení způsobené vzepětím osy oblouku nad podélnou osou podvozku a dále pak s ohledem na vliv konstrukčních vůlí.

V závěru lze nalézt výsledné výpočty a výstupy porovnávací jednotlivé metody výpočtu, dle nichž jsou stanoveny limitní meze použitelnosti.

Klíčová slova

Tramvaj, podvozek, pojezd, skříň, obrys, uspořádání

Title

Geometrical conception of wagon box and undercarriage of tramcar

Abstract

The thesis is focused on the description of urban street tramcars with the intention to describe the basic types of chassis / vehicle. The main goal is to determine the outline of the calculation boxes for certain operating conditions with a view to narrowing caused by populist arch axis of the longitudinal axis of the chassis and then with regard to the impact of construction of wills. In conclusion, the resulting calculations can be found comparing the outputs and various methods of calculation, which are set by limiting the limits of applicability.

Keywords

Tramcar, tramway, bogie, undercarriage, box, profile, conception

Obsah

1	Vznik a vývoj tramvajové dopravy	9
2	Parametry tramvajových vozů v průběhu vývoje	10
2.1	Technické řešení předchůdců tramvajových vozů [1]	10
2.2	Koncepce přívěsných vozů koňské dráhy [1]	11
2.3	Parní trakce [1]	11
2.4	Elektrická trakce do konce 2. světové války [1]	12
2.5	Poválečná koncepce PCC [1], [2]	15
2.6	Koncepční řešení vozidel 80. – 90. let [2]	19
2.7	Současné koncepce tramvajových vozů [3]	22
2.7.1	Částečně nízkopodlažní vozidla	23
2.7.2	Vozidla s velkým podílem nízké podlahy	25
3	Základní popis uložení skříní na podvozcích	27
3.1	Skříně s nezávislým uložením K(0), K(1) [2], [5]	29
3.2	Skříně s přechodným uložením K(2) [3]	30
3.3	Skříně se závislým uložením K(3) [3]	32
3.4	Skříně nekonvenčního uložení K(4) [8]	33
4	Metodika pro stanovení šířky obrysu skříně	36
4.1	Základní stanovení	36
4.2	Použité veličiny	39
5	Stanovení referenčního obrysu skříně	42
5.1	Charakteristika obrysu skříně vozidla – zjednodušená metoda O	47
5.1.1	Výpočet šířky obrysu skříně B_{a0X} v obecném místě pro oblast vně otočných bodů	47
5.1.2	Výpočet šířky obrysu skříně B_{i0X} v obecném místě pro oblast mezi otočnými body	47
5.2	Charakteristika skříně vozidla mezi otočnými body - přesná metoda A	48
5.2.1	Výpočet podélné vzdálenosti N_{i01}	48
5.2.2	Výpočet podélné vzdálenosti N_{i12}	49
5.2.3	Výpočet šířky obrysu skříně B_{i1X} v obecném místě	49
5.3	Charakteristika skříně vozidla mezi otočnými body - zjednodušená metoda B	50
5.3.1	Výpočet podélné vzdálenosti N_{i01} (přes ΔB_{imax}^I)	50
5.3.2	Výpočet podélné vzdálenosti N_{i12} (přes N_{i01})	51
5.3.3	Výpočet šířky obrysu skříně B_{i1X} v obecném místě (přes ΔB_{i1X} a ΔB_{imax}^I)	52
5.4	Charakteristika skříně vozidla vně otočných bodů - přesná metoda A	53
5.4.1	Výpočet podélné vzdálenosti N_{a01}	54
5.4.2	Výpočet podélné vzdálenosti N_{a12}	54
5.4.3	Výpočet šířky obrysu skříně B_{a1X} v obecném místě	54
5.5	Charakteristika skříně vozidla vně otočných bodů – zjednodušená metoda B	55
5.5.1	Výpočet podélné vzdálenosti N_{a01} (přes ΔB_{imax}^II)	56
5.5.2	Výpočet podélné vzdálenosti N_{a12} (přes N_{a01})	57
5.5.3	Výpočet šířky obrysu skříně B_{1X} v obecném místě (přes ΔB_{a1X} a ΔB_{amax}^II)	57
5.6	Další metody charakterizující šířku skříně vozidla vně otočných bodů	58
5.6.1	Výpočet šířky obrysu skříně B_{a1X} v obecném místě – zjednodušená metoda C	58
5.6.2	Výpočet šířky obrysu skříně B_{a1X} v obecném místě – zjednodušená metoda D	59
6	Stanovení vlivu vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku	60
6.1	Změna šířky obrysu pro skříně koncepce K(1-A)	65
6.1.1	Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – přesná metoda A	66
6.1.2	Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – zjednodušená metoda B	66

6.2	Změna šířky obrysu pro skříně koncepce K(1-B)	67
6.2.1	Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – přesná metoda A	68
6.2.2	Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – zjednodušená metoda B	68
6.3	Změna šířky obrysu pro skříně koncepce K(1-C)	69
6.3.1	Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – přesná metoda A	70
6.3.1.1	Výpočet vzepětí osy oblouku nad otočným bodem podvozku $\Delta b_0^{P(x)}$; $\Delta b_0^{P(x+1)}$...	70
6.3.2	Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – zjednodušená metoda B	73
7	Vliv příčných vůlí na obrys vozidla	75
7.1	Stanovení příčných vůlí pro oblast mezi otočnými body	75
7.1.1	Výpočet příčné vůle D^π v obecném místě	75
7.2	Stanovení příčných vůlí pro oblast vně otočných bodů (při rotaci bodů ρ)	76
7.2.1	Výpočet maximálního podélného posuvu skříně ΔT_{a1}	77
7.2.2	Výpočet příčné vůle D_a^ρ v obecném místě	78
7.3	Stanovení příčných vůlí pro oblast vně otočných bodů (při posuvu bodů π)	79
7.3.1	Výpočet příčné vůle D_a^π v obecném místě	80
8	Závěr	81
9	Použitá literatura:	82

1 Vznik a vývoj tramvajové dopravy

Zavedení první pouliční dráhy v tehdejší Rakousku-Uhersku lze datovat k roku 1865, kdy byla zahájena koněspřežná pouliční dráha ve Vídni, jež od počátku zajišťovala provoz na 25 linkách. V následujícím roce získala koncesi na provozování koněspřežné městské dráhy také maďarská Pešť. Třetím místem tehdejší monarchie a také prvním městem v českých zemích s vlastní kolejovou sítí bylo Brno, kdy v roce 1869 koňská dráha rozšířila a doplnila tehdejší omnibusovou nekolejovou dopravu. Posledním městem s nejstarším druhem kolejové dopravy se stala Praha v roce 1879.

Vznik tehdejších prvních kolejových sítí souviselo s rozšířením a rozvojem velkých měst měnící svůj charakter. Již od počátku 19. století zahájila řada z nich asanaci tehdejších obranných a fortifikačních prvků a na původních místech vznikaly první městské bulváry s radiálním charakterem, které již od počátku byly předurčeny k zajišťování městské dopravy. Provozování koněspřežných drah bylo značně závislé na fyzických dispozicích velkého počtu zvířat a to se také odrazilo na finanční náročnosti celého projektu. Je tedy příznačné, že řada městských provozů se již od počátku potýkalo s existenčními problémy, a tudíž se hledal jednodušší a především levnější systém, jež by také umožňoval ve větší míře zavést nákladní dopravu, nežli byly schopné koňské dráhy zajistit.

Již na konci 19. století byl v hospodářsky a průmyslově významných městech Rakouska-Uherska (Vídeň, Brno, Ostrava a Košice) animální provoz nahrazen parní trakcí. Tam zabezpečovaly vedle provozování osobní dopravy ve značné míře také provoz nákladní, což souviselo s vybudováním velkého počtu městských kolejových vleček.

Pára byla záhy vytlačena elektřinou, která znamenala netušený rozvoj kolejové dopravy ve městech především z ekonomických důvodů, protože energetický zdroj se dal použít i k osvětlování, a to v době, kdy tramvajový provoz řídil anebo úplně zanikal. Rozmach průmyslové výroby na přelomu století způsobil, že prudce rostoucí města sahala po rychlém spojení svých nových průmyslových předměstí s historickým jádrem. Elektrická pouliční dráha v prvních desetiletích 20. století znamenala nejlevnější a přitom nejmodernější dopravní prostředek, který si mohla pořídit i menší provinční města k řešení obvyklého místního dopravního problému – spojení města se vzdálenou železniční stanicí. Největší devízou vozů elektrické trakce byla jejich spolehlivost, levná a lehká konstrukce.

Téměř padesát let trvala bezvýhradná vláda kolejové dopravy. Po ukončení 2. světové války se začaly společenské i technické poměry měnit. V malých městech byly tramvaje nahrazovány trolejbusy a autobusy, neboť v řadě z nich byla značně opotřebená kolejová síť a obnovení zastaralého vozového parku by vyžadovalo nákladné investice. Kolejová doprava se stala výsadou pouze významných měst s velkou aglomerací.

Šedesátá až osmdesátá léta 20. století stála v duchu budování sídlišť s vysokou hustotou obyvatelstva a také vedla k výstavbě separovaných tratí na vlastním drážním tělese, tedy tzv. rychlé tramvaje. Tím tramvajová doprava značným způsobem změnila svoji funkci i charakter.

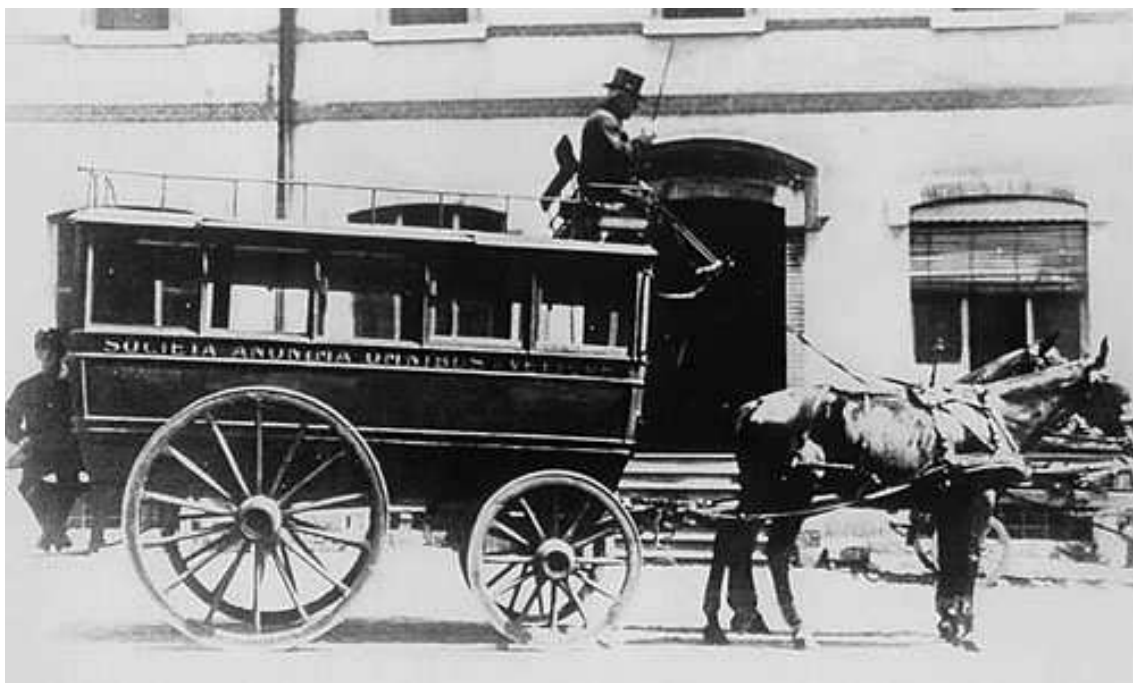
Společenské změny devadesátých let ukázaly potřebu velkokapacitních vozidel umožňujících přepravu veškerého obyvatelstva včetně osob se sníženou schopností pohybu a orientace. V současné době existuje celá řada projektů, které znovu vrací tramvajovou dopravu do větších měst jak v zahraničí, tak také v našem regionu, odkud byla již v minulosti jinými druhy dopravy vytlačena. Snahou je, aby tyto nově vzniklé systémy citlivým způsobem navazovaly na klasické principy tramvajového provozu především v oblasti historického centra. Na druhé straně se tu otevírá možnost integrace tramvajové sítě s železničními tratěmi lokálního charakteru a zajištění komfortu při cestování (známé též pod označením

Tram-Train). Avšak existuje i celá řada nových provozů, která využívá naprosto odlišných koncepcí, nežli jsou typické pro klasickou tramvaj. Jedná se například o tramvaj na pneumatikách „Tramway sur Pneu“ se střední vodící kolejí, která je provozována v některých francouzských jako Nancy, či Caen. Jedná se o systém, který využívá výhod tramvaje, trolejbusu, ale i autobusu. Lze tedy tvrdit, že tramvajová doprava s novými trendy i koncepcemi znovu získává na významu a zažívá renesanci.

2 Parametry tramvajových vozů v průběhu vývoje

2.1 Technické řešení předchůdců tramvajových vozů [1]

Vlastní historický přehled vozidel městské dopravy je vhodné zahájit popisem omnibusů stavených pro první veřejnou dopravu ve městech. Skříň kočáru byla charakteristického dostavníkového typu dřevěné konstrukce z vnější části potažena impregnovaným plátnem, která byla uložena na nápravách pomocí dvojice podélných listových pružin. Přední náprava byla rejdrová vybavena koly malého průměru, zadní pak byla tuhá, na níž spočívala vysoká kola. Na obou nápravách byla pak tvořena z dřevěných loukotí a zároveň byla opatřena ocelovými pásy z důvodu lepších jízdních vlastností. Podélná skříň měla na předním čele vysoko posazený sedák pro kočího a zadní čelo bylo opatřeno dveřmi s jednoduchým stupátkem. Díky užitému vypružení byla výška podlahy neúměrně vysoko nad povrchem vozovky a tím se stal nástup a výstup cestujících velmi obtížný. Tato konstrukce byla beze změn přejata z původního vozu francouzského typu podobně jako předcházející varianta se sedadly na střeše, zvaná imperiál. Totožné omnibusy se ještě v devadesátých letech 19.století zcela běžně používaly ve městech s velkou docházkovou vzdáleností mezi středem města a nádražím. Vyřazení se datuje na začátek 20.století s příchodem elektrické pouliční dráhy.

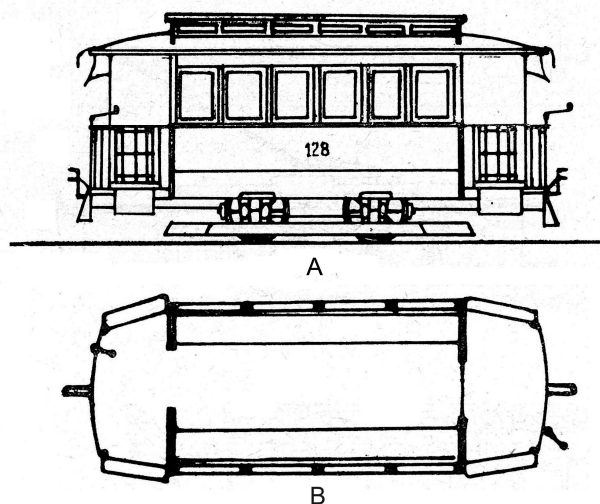


Obr. 1 – Omnibus dostavníkového typu provozovaný v řadě z evropských měst

2.2 Koncepce přívěsných vozů koňské dráhy [1]

Omnibusovou skříň vozy koňské dráhy nepřevzaly. Jako předloha posloužil zmenšený a zjednodušený železniční vůz ze 60.let 19.století. Byl typický otevřenými čelními nástupními plošinami tzv. perony. Vzhledem ke koňské trakci musel být vůz velmi lehké konstrukce, proto byla jeho skříň poměrně krátká a byla tvořena třemi, maximálně čtyřmi okenními osami. Zcela otevřené plošiny sloužily současně jako stanoviště kočího. Vozy měly charakteristický krátký rozvor, který nepřesáhl dva metry. Tyto technické parametry vycházely z nutnosti projíždět ostré oblouky, tak časté v ulicích městských jader středověkého půdorysu. Konstrukce traťového svršku byla zcela odlišná od současnosti. Nepoužilo se kolejnic hřibového profilu nýbrž podélných trámů, které byly okuty železnými pásy se žlábkou a kladeny na příčné pražce. Dřevěná konstrukce se později ukázala jako nevhodná a byla příčinou rychlého chátrání a častých vykolejení. Významnou předností v městských podmínkách proti omnibusům bylo snížení valivého odporu způsobeného odvalováním ocelové nápravy po kolejnici. Důsledkem bylo zvýšení možné přepravy osob, či nákladu při zachování cestovní rychlosti 5-8 km/h.

Vozy byly vyráběny ve dvou základních typech jako těžké zimní a lehké otevřené jednosprežní vozy. Letní koncepce byla vybavena nasaditelnými okny pro celoroční použití. Oba typy byly tvořeny dřevěnou skříň, jejíž vnitřní prostor byl rozdělen na dvě části. Poprsnice vozu byly opatřeny z vnější části plechem. Spodek vozů byl tvořen ocelovými podélníky, k nimž byly připevněny rozsochy sloužící k vedení náprav s kluznými ložisky. Vypružení vozu bylo zajištěno pomocí listových pružin. Uspořádání sedadel bylo různé, novější typy měly sedadla podélná i příčná. Vozy měly olejové osvětlení a ruční vřetenovou brzdou obvykle působící jen na jednu nápravu. Přes svoji lehkou stavbu přetrvaly až do zavedení elektrického provozu. V řadě případů posloužily jako vlečné vozy i v době elektrické trakce.



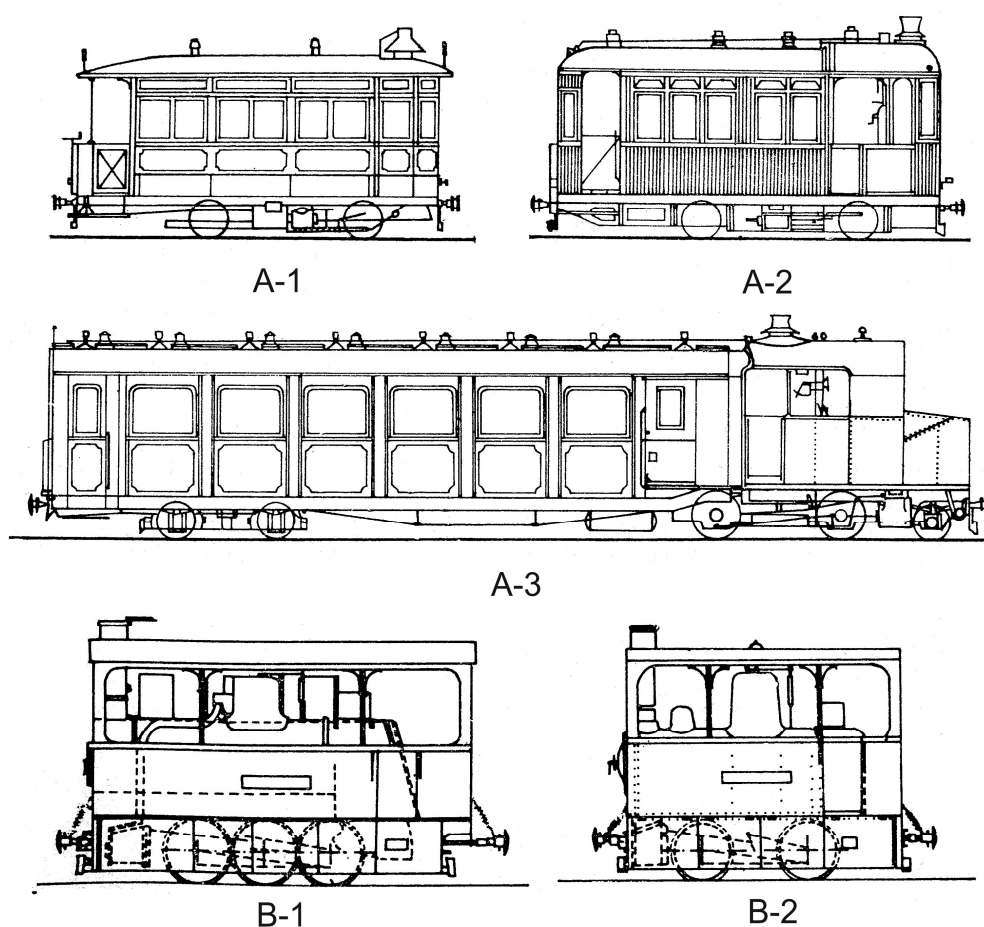
Obr. 2- Podoba koněspřežné tramvaje zimního typu: A – celkový pohled; B – půdorysný obrys [1]

2.3 Parní trakce [1]

Snaha nahradit tažná zvířata stroji vedla v první fázi k použití parního pohonu, a to v podobě malých parních lokomotiv tramvajového typu, k nimž mohly být připojeny až čtyři vlečné vozy koncepce podobné vozům koňky. Vozy již byly opatřeny průběžnou sací brzdou, na každé kolo působící jednou špalíkovou zdrží. Parní tramvaje přinesly podstatnou změnu a to především svojí mohutnější konstrukcí se značně vyšším provozním výkonem, jež dosahovaly cestovní rychlosti až 25 km/h. Dvousedlejší

lokomotivy lehčí konstrukce sloužily pro osobní dopravu a trojspěžní, vybaveny vedle tramvajových spřáhel i tažným a narážecím ústrojím, se používaly především pro nákladní účely. Lokomotivy byly s ohledem na bezpečnost provozu v úzkých ulicích a snížení hlučnosti opatřeny vozovou skříní. Hnací nápravy s parním rozvodem byly úplně zakryty, lokomotivy byly vybaveny zvoncec a lapači jisker.

Deset parních lokomotiv sloužilo v městské dopravě v Brně. Od roku 1894 byly provozovány obdobné lokomotivy i v Ostravě. Jistým specifickým znakem parní trakce byl od roku 1903 provoz parních motorových vozů s vozovou skříní Ringhoffer, jež byly vybaeny vertikálním vodotrubným kotlem vyrobeným vídeňskou firmou Franz Xaver Komarek a nebo kotlem francouzské konstrukce De Dion-Buton. Tažná síla byla přenášena pouze na první nápravu. Oba zmíněné typy byly určeny k přepravě cestujících na Ostravsku a to na normálním i úzkém rozchodu. Brněnské i ostravské parní tramvaje byly definitivně vyřazeny z provozu až po 2. světové válce, tedy v době, kdy již zabezpečovaly pouze provoz na nákladních vlečkách.



Obr. 3- Porovnání parních motorových vozů a parních lokomotiv určených pro tramvajovou dopravu:
A – podoba parních tramvajů provozovaných na ostravsku; B – podoba parních lokomotiv provozovaných v Brně a Ostravě [1]

2.4 Elektrická trakce do konce 2. světové války [1]

Od počátku 20. století zažívá elektrická trakce významný rozvoj. Kromě elektrizace koňských drah dochází k výstavbě nových drah. Prvním předvedeným elektrickým vozidlem byla v Evropě Siemensova tramvaj v Lichterfelde v roce 1881 a Depoeleova tramvaj vystavena ve Wheelingu v USA v roce 1882, ale neměly velkého využití z důvodu nevhodné regulace vozu. Konstruktoři zápasili

s otázkou bezpečného přívodu proudu a také nebyl vyřešen přenos síly z motoru na pojezd vozidla. V tehdejší době se používal nevyhovující přenos lan, řetězů a šnekových převodů. Chyběla vhodná regulace proudu a spolehlivý systém brzdění.

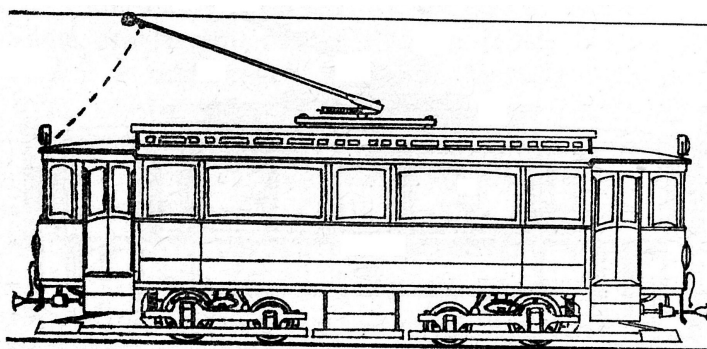
První evropské konstrukce byly zcela pod vlivem amerických předloh, kdy se zásadním způsobem podíleli na vývoji tramvajů technici z USA. Především se jednalo o rámy Brhlavy koncepce, Peckhamovy soustavy a dodnes široce užívané pružné tlapové uložení trakčních motorů dle systému Sprague. Jeho koncepce představovala významný mezník ve vývoji elektrické trakce. Jeho vozy se vyznačovaly všemi základními a později přejímanými principy:

- spolehlivý odběr proudu z trolejového vedení pomocí kladkového kola umístěného na odpružené tyči.
- tlapové zavěšení motoru zajišťující jednoduchý silový přenos pomocí ozubeného převodu.
- zavedení elektrodynamické brzdy, jež se používala společně s ruční brzdou.
- v některých případech aplikace brzdy elektrické protiproudé (spočívající v reversaci motoru).
- využití klikového kontroléru umožňující poměrně plynulé zařazování jízdnicích stupňů a brzdění přes odporníky.

Tyto základní principy byly natolik zásadní, že další nový převrat v konstrukci elektrické výzbroje na sebe nechal čekat téměř padesát let.

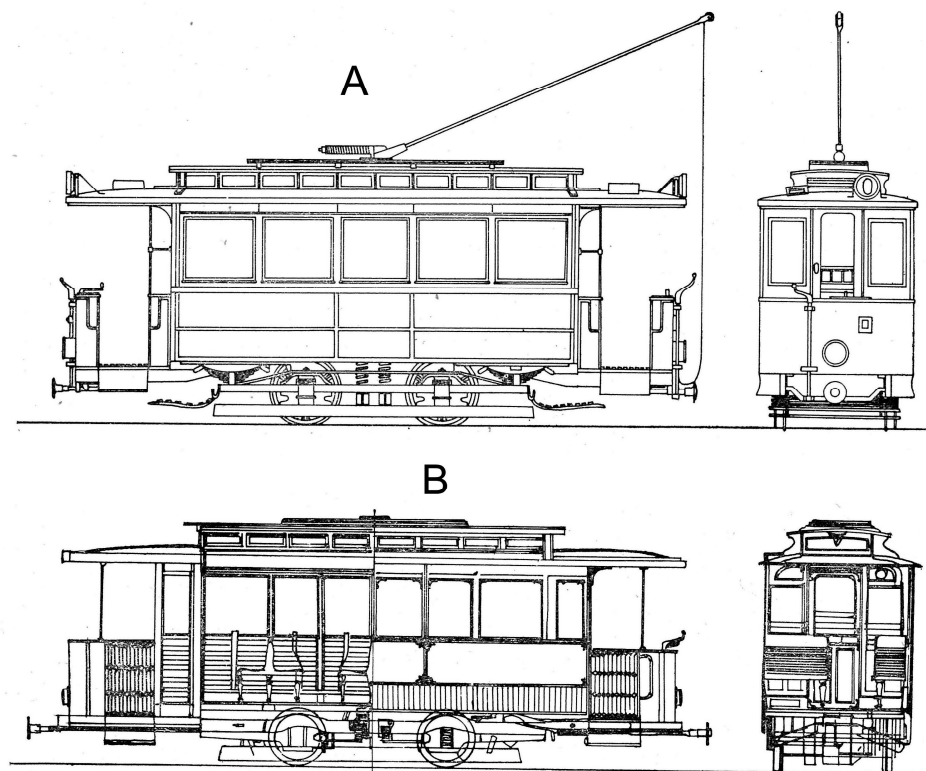
Zavádění amerických novinek nebylo lehké, jelikož byly všechny dokonale chráněny patenty a do Evropy se dostávaly jen ve formě drahých licencí. Při vývoji prvních evropských elektrických tramvajů pak sehrály svoji roli především koncerny AEG a Union, které dodávaly levné a úsporné vozy lehké konstrukce, jež měly otevřené plošiny, jednoduché elektrické osvětlení a nízkou obsaditelnost s kapacitou 20 – 25 osob. Především z těchto důvodů se vozidla jednoduše prosazovala ve většině měst Rakouska-Uherska. Avšak ani české země nezůstala s vývojem nových vozů pozadu, nejvíce se v tomto směru pak prosadil Edisonův spolupracovník, český vynálezce František Křižík. Podle jeho projektu byla v roce 1897 zkonstruována firmou Ringhoffer čtyřnápravová tramvaj s dobře uzpůsobenou skříní a částečně uzavřenými plošinami. Ta vynikala především velkou obsaditelností a na svou dobu poskytovala pohodlné cestování. Podvozek koncepce „Maximum traction“ byl vybaven po jednom elektrickém motoru o výkonu 18,4kW soustředujícím až 75% adhezní hmotnosti vozidla na hnací nápravu. Ten byl z jedné strany uložen na nápravě a z druhé strany zavěšen pomocí spirálových pružin na spodek skříně. Je zajímavé, že v našich poměrech se tyto podvozky neosvědčily, všechny byly do roku 1922 demontovány, ačkoliv v Německu a Anglii se stavěly ještě ve třicátých letech.

Velkou nevýhodou byl fakt, že nerovnoměrně zatížený podvozek s rozdílnými průměry kol využíval jednoduchého vedení dvojkolí v rozsochách, což se projevovalo častým vykolejováním na hůře udržovaném svršku.



Obr. 4-Tramvaj s podvozky „Maximum traction“ provozovaná v Praze na přelomu 19. a 20. století [1]

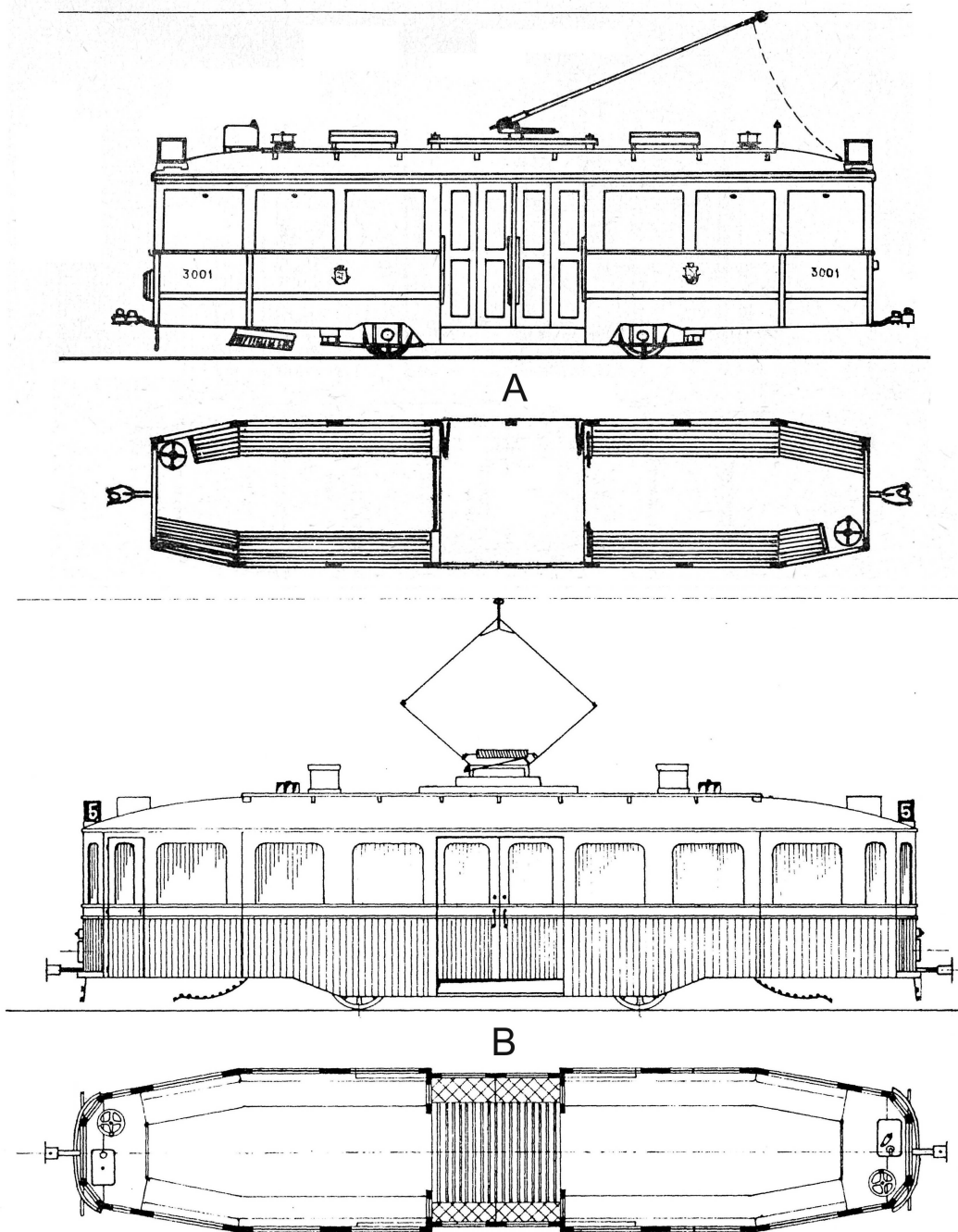
Pro městský provoz vyznačující se nevelkou vzdáleností mezi stanicemi i malými výkony bylo použito tramvají s napětím 500 – 600V s velmi jednoduchou a spolehlivou elektrickou výzbrojí. Základním principem bylo užití stejnosměrných sériových trakčních motorů, které byly regulovány pomocí rozjezdových a brzdoých odporů ovládané kontrolérem. Toto řešení s výhodou umožňovalo užití elektrodynamické brzdy. Velmi záhy vznikaly první pokusy s užitím elektromagnetických brzd, na jehož vývoji se podílel anglický konstruktér Anthony Rackenzaun, ty však našly první praktické využití teprve až v 20. letech minulého století.



Obr. 5-Podoba prvních elektrických tramvají na počátku 20. století provozovaných v Brně [5]

V počátcích provozu vznikala celá řada originálních řešení, která však našla svá uplatnění mnohem později, jiná se uplatňují až v době současné. Jedním z nich mohou být akumulátorové motorové vozy americké koncepce, které byly již v roce 1895 zkušeny ve Vídni a v letech 1898 – 1899 také v Praze, jež zakoupil F. Křižík. Vozy byly vybaveny mědi-zinkovými akumulátory uloženými v prostorech pod sedadly. Články s kapacitou 20Ah napájely stejnosměrné motory o celkovém výkonu 22kW. V roce 1905 vznikl v Křižíkově režii další neméně zajímavý projekt, zajišťující spodní přívod elektrického proudu do tramvajových vozů, který se používal v historicky cenné lokalitě Karlova mostu. Napájení bylo zajištěno pomocí spínacího mechanismu umístěného ve spodní části vozu, který zajišťoval bezpečný přenos elektrické energie.

V době do začátku 2. světové války vznikala celá řada různorodých koncepcí, jelikož vagonky navrhovaly vozidla dle místních podmínek jednotlivých dopravních podniků. V průběhu 30. let 20. století byla znovu vzkříšena koncepce dvounápravových tramvají s celokovovou skříní a středním vstupem s nízkou výškou podlahy. Tento typ vozů se objevil v Praze, Plzni, Brně, ale i v Budapešti, Paříži, či Berlíně a v jiných městech. Následující vozy již byly stavěny jako jednosměrné s velkou světlou šířkou dveří a usměrněnou regulací nástupu a výstupu cestujících. V době válečných let pak docházelo z důvodu změny struktury výrobního programu jednotlivých vagoněk k poklesu produkce výroby nových vozidel.



Obr. 6-První tramvaje se středním nízkým vstupem z 30.let 20.století: A – Tramvaje vyráběné firmou Ringhoffer, Praha-Smíchov [1]; B – Vozidlo vyrobené v dílnách brněnského dopravního podniku [5]

2.5 Poválečná koncepce PCC [1], [2]

Ve 30.letech vtiskla Amerika tramvajím novou podobu. Díky rozmachu automobilismu šlo tamním tramvajovým systémům o přežití. V roce 1929 se výrobci a provozovatelé městské kolejové dopravy v USA sdružili a zahájili vývoj nového kolejového vozidla, které by svými vlastnostmi úspěšně čelilo narůstající konkurenci individuální a autobusové dopravy. Zakladatelem tohoto sdružení byl dr. Thomas Conway. Vyvíjený typ měl mít všechny parametry ideálního městského vozidla:

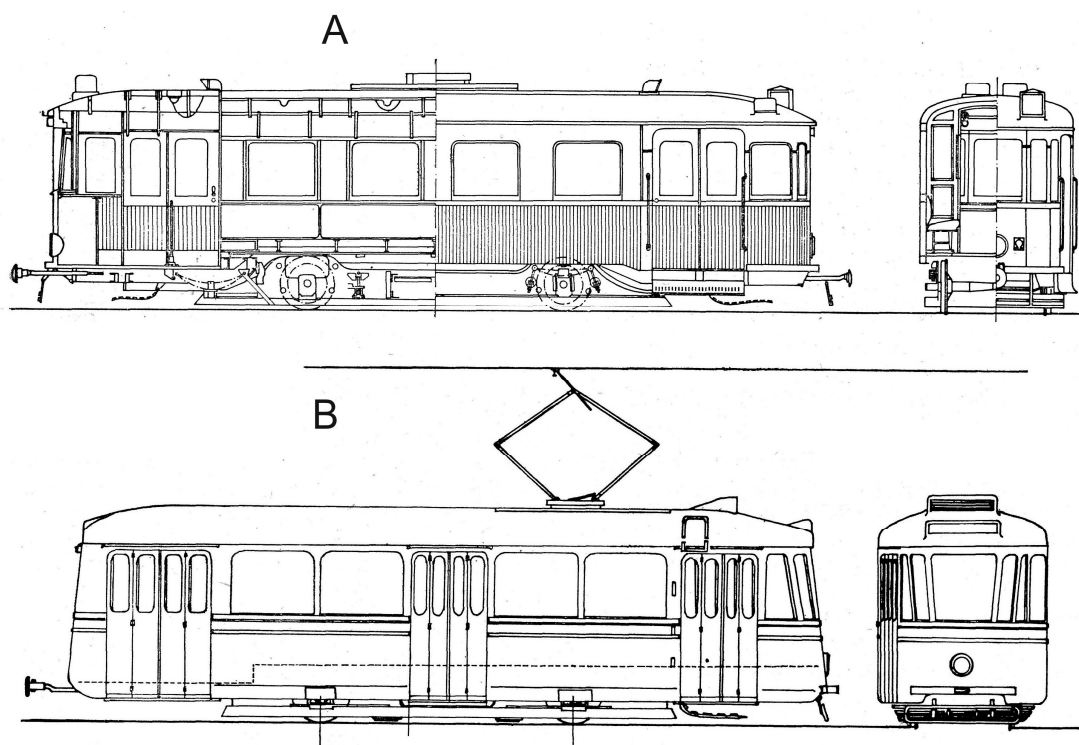
- velkou kapacitu při zachování relativního pohodlí cestujících
- mělo umožňovat rychlý nástup a výstup cestujících

- regulace pohonu měla zajistit rychlé rozjezdy a dokonalé brzdění
- zvýšení cestovní rychlosti i v hustém městském provozu

Tramvaj, která byla navržena a nazvána podle pracovní komise PCC (Presidents Committee Car) tyto vlastnosti skutečně zajišťovala. Jedná se o čtyřnápravový jednosměrný velkokapacitní vůz, jehož ocelová skříň byla uložena na dvojici dvounápravových podvozků s otočnými čepy.

Hlavní podíl na úspěšnosti vozu měl profesor c.f. Hirsch Felt, který navrhl převratnou koncepci řešení elektrické výzbroje. Byl opuštěn tradiční způsob regulace klikovými kontroléry na přímý proud, které byly nahrazeny důmyslným systémem mnohastupňového zrychlovače s nepřímým ovládním. V té době se jednalo o nadčasovou technologii regulace pohonu. Trakční motory byly uloženy podélně ve směru jízdy a spojeny s nápravami kloubovým hřídelem a převodovkou. Rovněž celý systém brzdění byl změněn ve prospěch větší bezpečnosti. Podstatné zkrácení brzdné dráhy bylo dosaženo jednak účinnými čelistovými brzdami, a jednak také důsledným používáním neadhezních brzd. Pojezd byl vhodně koncipovaný i pro zanedbané tratě amerických měst a získával úspěch všude tam, kde nebyly finance na náležitou údržbu tratí. Poněvadž by provoz této tramvaje ve spojení s vlečnými vozy podstatným způsobem zhoršoval jízdní vlastnosti, bylo zde použito vícečlenné řízení pro provoz ve dvojicích nebo trojicích řízených z prvního řidičského stanoviště.

V samotné Americe dokázaly vozy PCC existenci tramvajové dopravy o několik let prodloužit, ale nikoliv ji trvale zachovat, jelikož i nadále pokračoval růst automobilismu ve městech (především pak v 60. letech).



Obr. 7- Příklad vozů meziválečné a poválečné výroby Královopolské strojírny v Brně: A – Uspořádání tramvají vyráběných v letech 1941 – 1946 [5]; B – Uspořádání tramvají vyráběných v letech 1950 – 1954 (jedná se o poslední typ dvounápravových vozů) [5]

Příchod této koncepce do Evropy byl značně pozdržen 2. světovou válkou. Avšak už v roce 1946 začala u nás pracovat komise zabývající se aplikací tohoto vozu a zajištěním jeho urychlené výroby i za cenu získání licencí. Společnost Westinghouse Electric odeslala svému licenčnímu partnerovi,

pražské společnosti ČKD, zásilku s dokumentací pro výrobu elektrických výstrojí tramvajů typu PCC. V roce 1951 byly skutečně vyrobeny dva prototypy a brzy následovala série dalších dvaceti tří vozů označených jako typ T1. První vozy měly licenční podvozky a následující již byly navrženy a vyrobeny v ČKD Tatra. Na svoji dobu se jednalo o vozy vysoce progresivní a ve srovnání s provozovanými dvounápravovými tramvajemi s otevřenými plošinami a vlečnými vozy působily velmi moderně. Po komplikovaných počátcích získaly oblibu u provozovatelů i cestujících.

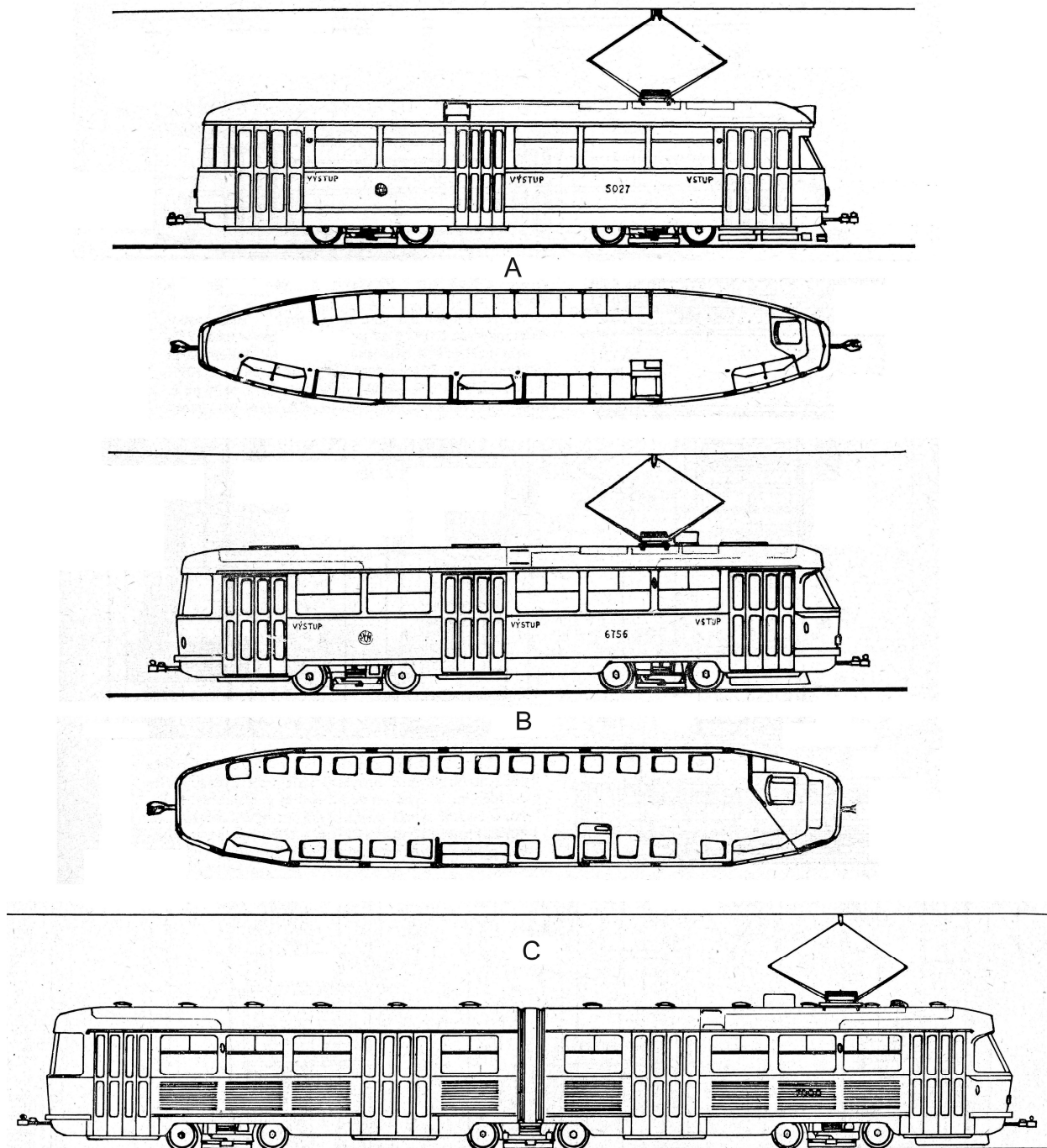
Vývoj nového typu tramvajového vozu neskončil a následovaly zdokonalené verze v podobě tramvajů T2 a především pak T3, které našly masivní uplatnění v řadě velkých měst. Obecně lze říci, že vozidla této koncepce také představovala určitá negativa dotýkající se menších městských provozů, zejména pak v podobě:

- vysoké pořizovací ceny vozu.
- vyšší nápravové hmotnosti.
- vyššímu umístění podlahy oproti starším koncepcím.
- vyšších dynamických účinků na tratě se specifickým vedením (velké sklony a malé poloměry oblouků).
- snížení provozní rychlosti, příp. znemožnění provozu po tratích se zhoršenými geometrickými parametry (jízda po zborcené koleji).
- zvýšených fixních nákladů na úpravy infrastruktury (úpravy napájecí sítě, parametry tratě, vybudování nástupišť apod.).
- změny zajištění dílenského zázemí.

V 60.-70. letech následovalo hromadné vyřazování vozů předválečné konstrukce. V Brně, Ostravě a Bratislavě byly nahrazovány výše zmíněnými typy a také prvními článkovými vozy typu K2. Článkové tramvaje mají své předchůdce již z předválečných let, převážně však šlo jen o pokusné prototypy. Všechna výše zmíněná vozidla koncepce PCC mají společná konstrukční řešení:

- Jsou určena pro jednosměrný provoz, proto mají dveře pouze v pravé bočnici.
- Skříň je samonosná, svařená z ocelového plechu a z něj vyliisovaných profilů.
- Vozy se vyznačují velkou vzdáleností otočných čepů podvozků.
- Minimální poloměr oblouků činí 18m ve vozovně a 20m na volném kolejovém svršku při rychlosti $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.
- Podlahu mají ve stejné výšce.
- Pouze první vozy (do roku 1960) měly sedadla podélná, v následujících vozech byla již sedadla v příčném uspořádání 1+1 nebo 2+1.
- V každém z obou dvounápravových podvozků jsou pružně zavěšeny dva trakční motory, každý o hodinovém výkonu 44-50kW (dle typu).
- Točivý moment je na nápravu přenášen pomocí kardanové hřídele a dvoustupňové převodovky.
- Rám podvozku je tvořen nosníky tvaru T, které jsou úhlopříčně v protilehlých rozích uloženy v pryžových sielentblocích.
- Podvozky jsou kolébkové konstrukce.
- Průměr kol činí 700mm
- Kolébka je uložena na rámu pomocí ocelových vinutých pružin.
- Podvozky jsou tvořeny primárním vypružením v podobě pryžových bloků umístěných v kolech a také mezi nápravami a rámem podvozku.

- Sekundární vypružení je tvořeno ocelovými vinutými pružinami umístěnými mezi kolébkou a rámem podvozku.
- Skříň vozu je pohyblivě uložena na kolébce podvozku pomocí svislého otočného čepu.
- Dveře jsou ovládány servomotory s převodem.
- Boční okna jsou dvoudílná uložena v pryži a spojena kovovými lištami.
- K vytápění se využívá teplého vzduchu ohřátého na rozjezdových a brzdových odporech.



Obr. 8 – Vozy vyvíjené v ČKD vycházející z americké koncepce PCC [1]: A - Tramvaj typu T1 vyráběná v letech 1952-1957; B – Tramvaj typu T3 vyráběná v letech 1962-1990; C - První kloubová tramvaj K2 (K1) vyráběná v letech 1966 – 1983

2.6 Koncepční řešení vozidel 80. – 90. let [2]

Na sklonku 70. let se objevují první projekty související se zavedením tzv. „rychlé tramvaje“. Tramvajová doprava získávala novou pozici v podobě vysokokapacitních tramvajů zajišťujících dopravu po tratích spojující střed města a odlehlá sídliště. Jednalo se o rychlodrážní tramvajové tratě s odlišnými parametry nežli tratě vedené městskou zástavbou.

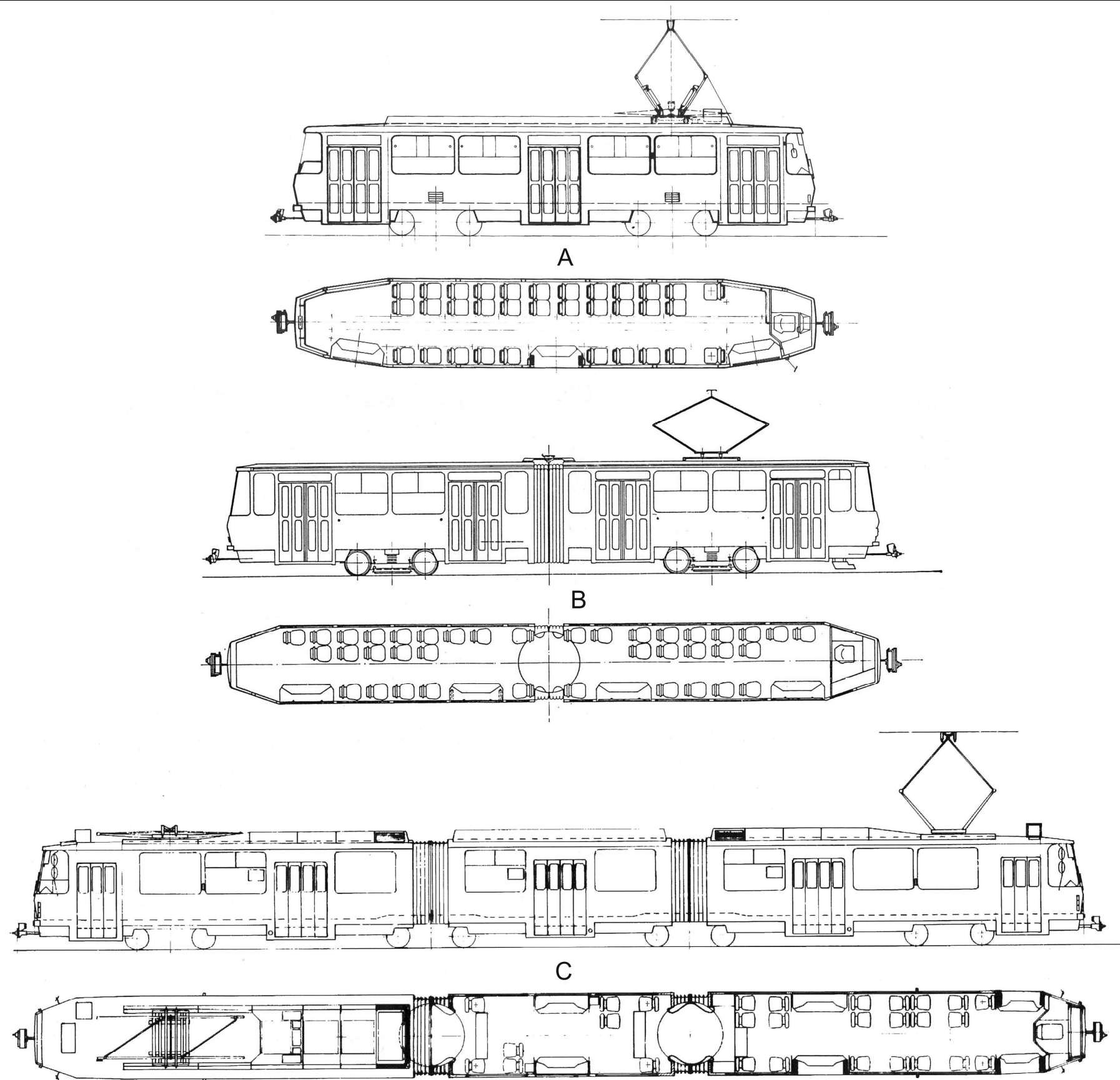
Tramvajová doprava musela zajistit především komfort pro cestující. Jen kvalitní, rychlá, výkonná a atraktivní přeprava mohla konkurovat rychle se rozvíjející individuální dopravě.

Cílem bylo zvýšit atraktivitu dopravního systému jako celek, v němž má jistou roli i samotné vozidlo, které však i nadále zůstává důležitým komponentem a jeho kvalita je nevyhnutelnou, nikoliv však dostačující podmínkou. Systém rychlé tramvaje má z konstrukčního hlediska následující odlišnosti od koncepcí předchozích epoch:

- Směrové a výškové parametry vedení tratí se přibližují parametrům železniční dráze lokálního charakteru (minimální poloměr oblouku $150m$, maximální sklon 5%), bylo preferováno přímé vedení tratí na samostatném drážním tělese s minimálními výškovými a směrovými nerovnostmi.
- Tratě byly konstruovány pro vyšší cestovní rychlost (přibližně $60-80 km \cdot h^{-1}$).
- Parametry tratě jsou optimalizovány s ohledem na větší průjezdný průřez vozidel zvětšením meziosové vzdálenosti kolejí.
- Konstrukce traťového svršku musí vyhovovat vyššímu nápravovému zatížení (přibližně 11 tun na nápravu).
- Vedení tratě má za cíl snížit nežádoucí vlivy mezi vozidlem a kolejí (použitím přechodnic)
- Tratě na separovaných tratích jsou vybaveny bezžlábkovými (vignolovými) kolejnicemi většinou typu S49.
- Profil hlavy kolejnice musí být navržen s ohledem na snížení negativních účinků mezi kolem a kolejnicí (největší statická síla mezi dvojkolím a kolejnicí musí činit $110kN$).

Z provozního hlediska splňuje síť pro rychlou tramvaj následující specifika:

- Dopravní cesta je zpravidla oddělena, anebo částečně oddělená od ostatního provozu města v uliční síti, např. zvýšením kolejového pásu přibližně o $200mm$ vůči vozovce.
- Provoz je zabezpečován vhodným signalizačním zařízením, s cílem preferovat hromadnou dopravu před individuální, včetně možnosti preference tramvajové dopravy na křižovatkách.
- Tratě byly navrženy pouze jako dvoukolejné s vysokou propustností a menší frekvencí zastávek
- Nástupiště zastávek jsou koncipována s min. výškou $300mm$ nad TK a min. délkou $45m$.



Obr. 9 – Vývojová koncepce uspořádání velkokapacitních tramvají ČKD z přelomu 70. a 80. let 20. století [6]: A – Vůz typu T6A5; Dvoučlankový vůz typu KT4 (vyráběný pro export do tehdejšího NDR); Tříčlankový vůz typu KT8D5 [6]

Nově vyvíjená vozidla jsou přímými pokračovateli vozidel poválečné koncepce, některé jejich parametry se odlišují adaptací na stanovené standardy moderní tramvajové dopravy. Vlastní vozidla jsou konstruována tak, aby vyhovovala přepravě po moderně koncipovaném systému rychlé tramvajové dopravy a zároveň byly vhodné pro tratě umístěné v běžném uličním profilu. Obecné parametry vozidel se odlišují od předchozích především:

- Změnou regulace výkonu, kdy se přechází od odporové k tyristorové regulaci (hromadné zavedení tyristorové výzbroje typu TV1 TV3 a TV8) a jejich aplikace na stávající pojezd se stejnosměrnými motory. Důsledkem nového použití regulace je snížení nákladů na údržbu vozidel, zvýšení výkonových parametrů, zvýšení maximální cestovní rychlosti ($65-80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$).
- Zvýšením adhezní hmotnosti vozidla, u něhož je minimalizován počet nehnaných náprav.
- Použitím protismykové a protisklizové ochrany, které má za důsledek optimalizaci kroutícího momentu při rozjezdu a brzdění.
- Snahou o zvýšení zrychlení, resp. odrychlení při rozjezdu a brzdění (v obou případech je limitní hodnota $1,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$).
- Použitím elektrodynamické brzdy s možností rekuperace proudu zpětným navrácením do sítě trakční soustavy.

Koncem 60. let došlo také ke zrušení pokladen obsluhovaných průvodčími. Tato změna v odbavování cestujících se dotkla i konstrukce vozidel, které byly opatřeny větším počtem stejně širokých dvouproudých dveří. Zároveň tedy vznikla snaha o maximální využití vozidlového obrysu. Vozidla byla navržena s konstantní šířkou v celém prostoru pro cestující a také došlo k zvětšení délky představek. Umístění dveří pro cestující bylo koncipováno v jedné rovině z důvodu zlepšení odbavování cestujících. Z tohoto důvodu bylo nutné dveře umístěné na krajních představek zúžit přibližně o čtvrtinu.

Vzhledem k charakteru rychlé tramvaje doznalo jistých změn i uspořádání vnitřního prostoru. Vozidla jsou zpravidla řešena jako článková (převážně 2- a 3- článková) s nezávisle nesenými vozovými skříněmi. Každá z nich je uložena na dvou otočných čepích. Jednotlivé vozové skříně jsou vzájemně propojeny kloubovým spojením, které umožňuje výškové i směrové natočení s použitím Jakobových podvozků. Takto nově navrhovaná vozidla měla délku přibližně 25 až 30m, díky níž bylo možné nahradit soupravy dvojicí spřažených vozidel typu T. V souvislosti s tímto krokem byl interiér pro cestující rozšířen o jinak nevyužitý prostor. Jistým negativem bylo navýšení nápravové hmotnosti při maximálním zatížení z 6 tun (u tramvají typu T3) na hmotnost 7,9 tun na nápravu (u tramvají typu KT8).

Vozidla jsou často řešena jako obousměrná s kabinami řidiče na obou koncích. Po vzoru předchozích typů bylo možné i tyto vozidla spřahovat do souprav.

Z důvodu provozu vozidel po delších mezistaničních úsecích byla snaha zvýšit počet míst k sezení přibližně na polovinu míst k stání. Sedadla pro cestující byla koncipována v uspořádání 2+1, resp. 2+2 a sedáky byly vzájemně umístěny proti sobě. Ve střední části se naopak zvětšil prostor pro stání a zároveň zde vznikla místa pro maminky s kočárky. Podlaha celého vozidla je koncipována v jedné úrovni většinou 900mm na TK.

Pojezd vozidla byl odvozen od předchozích konstrukcí a lišil se jen v některých prvcích:

- Spojení mezi skříní a podvozkem je zprostředkováno výhradně pomocí otočných čepů.
- Pojezd je podvozkové koncepce, v němž jsou obě nápravy hnané anebo obě nápravy nehnané.
- Je použito zdokonalené primární vypružení pomocí kyvných ramen s ocelovými vinutými pružinami a nebo pryžokovových prvků (MEGI).
- Snaha snížit vysoké procento nevypružených hmot jiným uložením motoru.
- Použití motorů s vyšším výkonem (90kW), postupný přechod od stejnosměrných motorů k asynchronním
- V maximálně možné míře se v konstrukci pojezdu užívá pryžových prvků z důvodu snížení hlučnosti.

Tramvaje nových koncepcí byly vybavovány typizovanými podvozky se stejnými rozvory. Oproti předchozím koncepcím se jejich rozvor mírně zvýšil z 1800mm na 1900mm. Dále došlo k rozšíření vzdálenosti otočných čepů (z 6000mm až na 7500mm). Oba tyto faktory vedly k výraznému zlepšení stability vozidla ve volném kolejnicovém kanálu.

2.7 Současné koncepce tramvajových vozů [3]

Novodobý vývoj vozidel přejímá standardy rychlé tramvaje, na které dále navazuje. Zásadním odlišením od předchozích vozidel je snaha o zpřístupnění osobám se sníženou schopností pohybu a orientace. Bezbariérovost veřejné dopravy může být řešena s technickými prostředky:

- U vozidel (nízká úroveň podlahy).
- U nástupišť (vysoká nástupiště).

U separovaných dopravních systémů je vhodné volit vysoké nástupiště v kombinaci s vozidly se standardní výškou (vhodné řešení pro metro a příměstskou železnici). Z hlediska konstrukce vozidel je tento způsob řešení bezbariérovosti výhodnější, kdy není nutnost dodatečných konstrukčních úprav vozů.

U provozování tramvajové dopravy po městských komunikacích v souběhu s pěší a automobilovou dopravou je z prostorového hlediska nepřijatelné zřizovat nástupiště, jejichž výška je stejná jako standardní výška vysokopodlažního vozidla, tedy přibližně 900mm.

Nástupní ostrůvek umístěný na veřejné komunikaci musí mít výšku 200mm, jinak by se on sám stal z hlediska silničního provozu překážkou. Z tohoto důvodu je nutné jít cestou nízkopodlažních tramvajů. Zásadní změnou je tedy nízká podlaha vozidla, tj. procentuální podíl nízké podlahy k původní výšce podlahy.

Nízkopodlažnost se proto v uplynulých 15 letech stala nejen základním požadavkem dopravních podniků, ale i předmětem hledání vhodných principů technického řešení. Vysoká úroveň podlahy u tradičních kolejových vozidel je dána jejich obvyklým konstrukčním řešením. Pod podlahou jsou podvozky, pohonný systém a mnohá další zařízení. Snaha vytvořit bezbariérové vozidlo s nízkou úrovní podlahy vede ke zcela zásadnímu zásahu do této koncepce. Je nutné podvozky zmenšit na nejmenší možnou míru a ostatní zařízení z podvozku integrovat do kontejnerů, tyto se pak zpravidla přemístí na střeche. Lze obecně říci, že tramvaje se řadí mezi dopravní prostředky, u nichž je provedení nízkopodlažnosti ve srovnání s ostatními vozidly městské hromadné dopravy těžko proveditelná. To je dáno zejména jejich průjezdností velmi malými poloměry traťových oblouků.

U tramvajových vozů se daří dosáhnout běžné výšky 350mm nad TK .Jde o snížení na zhruba 40% z původní hodnoty výšky podlahy. Při obvyklé výšce nástupišť (200mm) má dané konstrukční řešení **následující výhody:**

Umožňuje jednoduchým způsobem odbavit cestující se sníženou schopností pohybu a orientace, včetně maminek s kočárky a osob na vozíku ¹⁾.

- Díky zkrácení doby staničení při odbavování cestujících cca o 50% se zvýší cestovní rychlost.
- Zvýšení cestovní rychlosti nastává zcela bez nároku na zvýšení instalovaného trakčního výkonu, či nárůstu spotřeby energie.
- Zvyšováním vzdálenosti otočných čepů dochází ke zvětšování plochy nízké podlahy vozidla.

2.7.1 Částečně nízkopodlažní vozidla

Při snaze navrhovat vozidlo dle výše uvedených požadavků konstruktéři vycházeli z vozidel klasické koncepce, které upravovali vložním nízkopodlažního dílu, popř. upravením části skříně. Takováto vozidla disponovala 10 až 30 % podílem nízké podlahy. Ve své podstatě se však nejedná o vozidla využívající zásadních výhod nízkopodlažnosti, vzhledem k tomu, že všechny vstupy nejsou umístěny v nízkopodlažní části. Důsledkem je nesplnění požadavku k rychlé výměně cestujících.

V další etapě vývoje se začínají rozvíjet koncepce různých tramvají složených z více článků. Objevuje se koncept, jehož základem je krátký střední článek pevně vázaný s podvozkem, případně článek uložený na otočných podvozcích. Na ty jsou pomocí kloubového spojení oboustranně uloženy částečně nesené články. V počátcích se tímto uspořádáním získala nízká podlaha přibližně ve 2/3 vozu. Uvedené řešení v dnešní době není příliš užíváno (např. vozy RT6N1, RT6S).

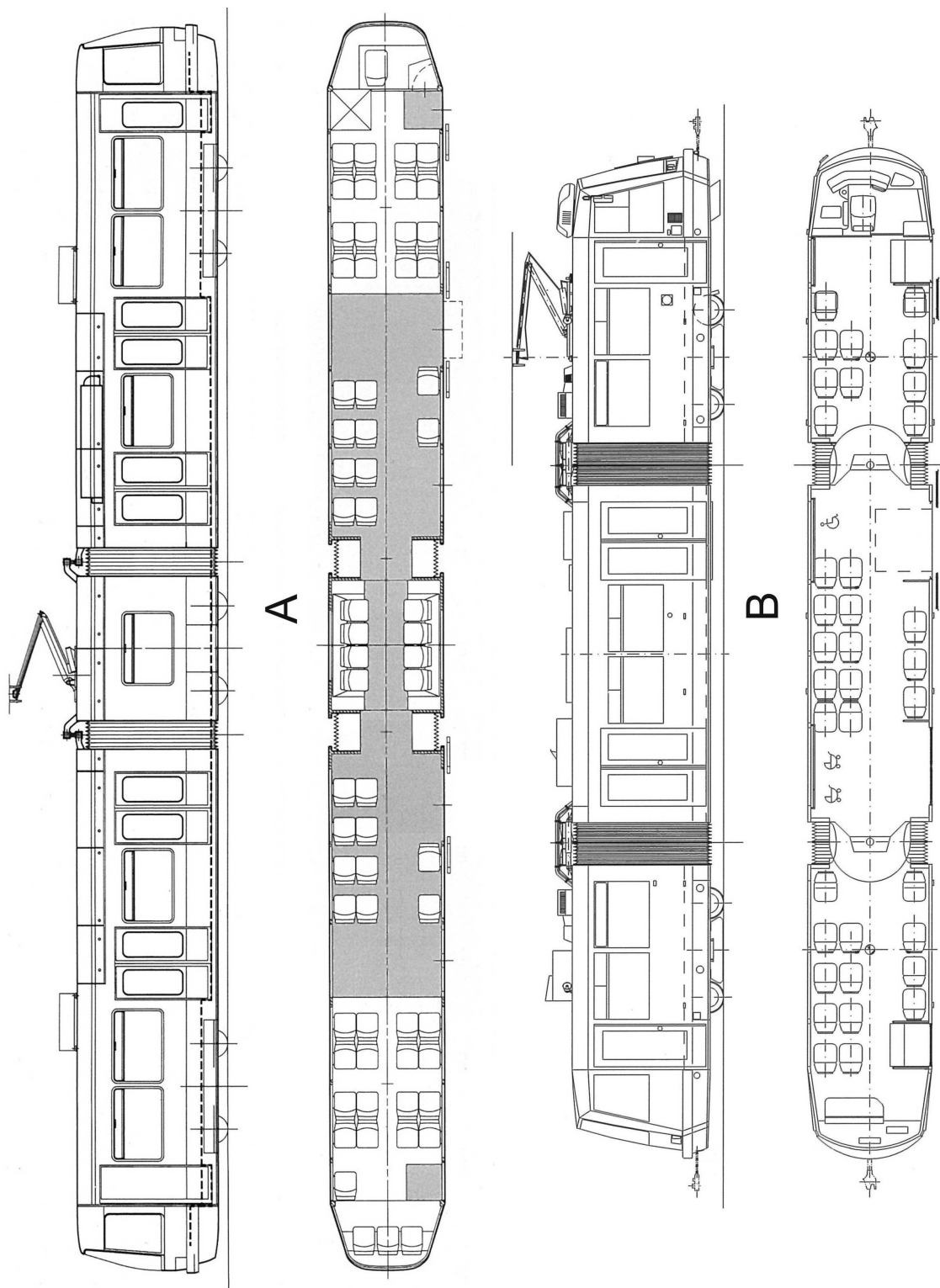
Další koncepce přináší myšlenku zavěsit vozovou skříň mezi dva krátké články uložené pevnou vazbou k podvozku. Ta se stala základním kamenem pro vývoj českých tramvají 90. let 20. století (např. Astra, 3T, 13T, 14T.apod.), u nichž nízká podlaha dosahuje 70 až 80%.

V souvislosti s masivním zaváděním vozidel s nízkou podlahou vzniká celá řada limitujících faktorů:

- Vyšší pořizovací cena a vyšší náklady samotného provozu tramvají.
- Vyšší požadavky na geometrické uspořádání tratí (nutnost větších poloměrů oblouků u stávajících tratí v kombinaci se zaváděním přechodnic).
- V místech, kde nelze provést rozšíření poloměru oblouku (jedná se o exponovaná místa v zástavbě centru města, které neumožňují konstrukčních úpravy) je nutné snížit traťovou rychlost, popř. úplně vyloučit provoz tramvají s daným uspořádáním.
- Povětrnostní vlivy (voda, sníh), které mohou zhoršit průjezd nízkopodlažního vozidla.
- Zvýšené opotřebení vnějšího kolejnicového pásu a první nápravy podvozku při průjezdu obloukem (lze optimalizovat užitím podvozků s radiálně stavitelnými nápravami).
- Zhoršená přístupnost k elektrickým zařízením, která jsou umístěna na střeše vozidla.
- Další negativum je spojeno s údržbou vozidel, kdy je nutné zavádět nové postupy (pro soustružení kol je nutný podúrovňový soustruh, případně zřizování revizních můstků pro kontrolu elektrické výzbroje umístěné na střeše).

¹⁾ Odbavení cestujícího z prostoru nástupiště do vozidla musí být provedeno pomocí bezbariérové plošiny patřičného typu (šikmá, vertikální).

- U některých vozidel, které procházejí dílenskou opravou je nutné rozšířit kapacitu prostoru pro údržbu z důvodu nemožnosti rozdělit článkové vozidlo na menší díly.
- Vlivem nízké podlahy se snižuje zástavbový prostor pro umístění podvozku a ten negativním způsobem může ovlivnit komfort cestujících (užší ulička, nevhodné uspořádání interiéru, zhoršené jízdní vlastnosti apod.).



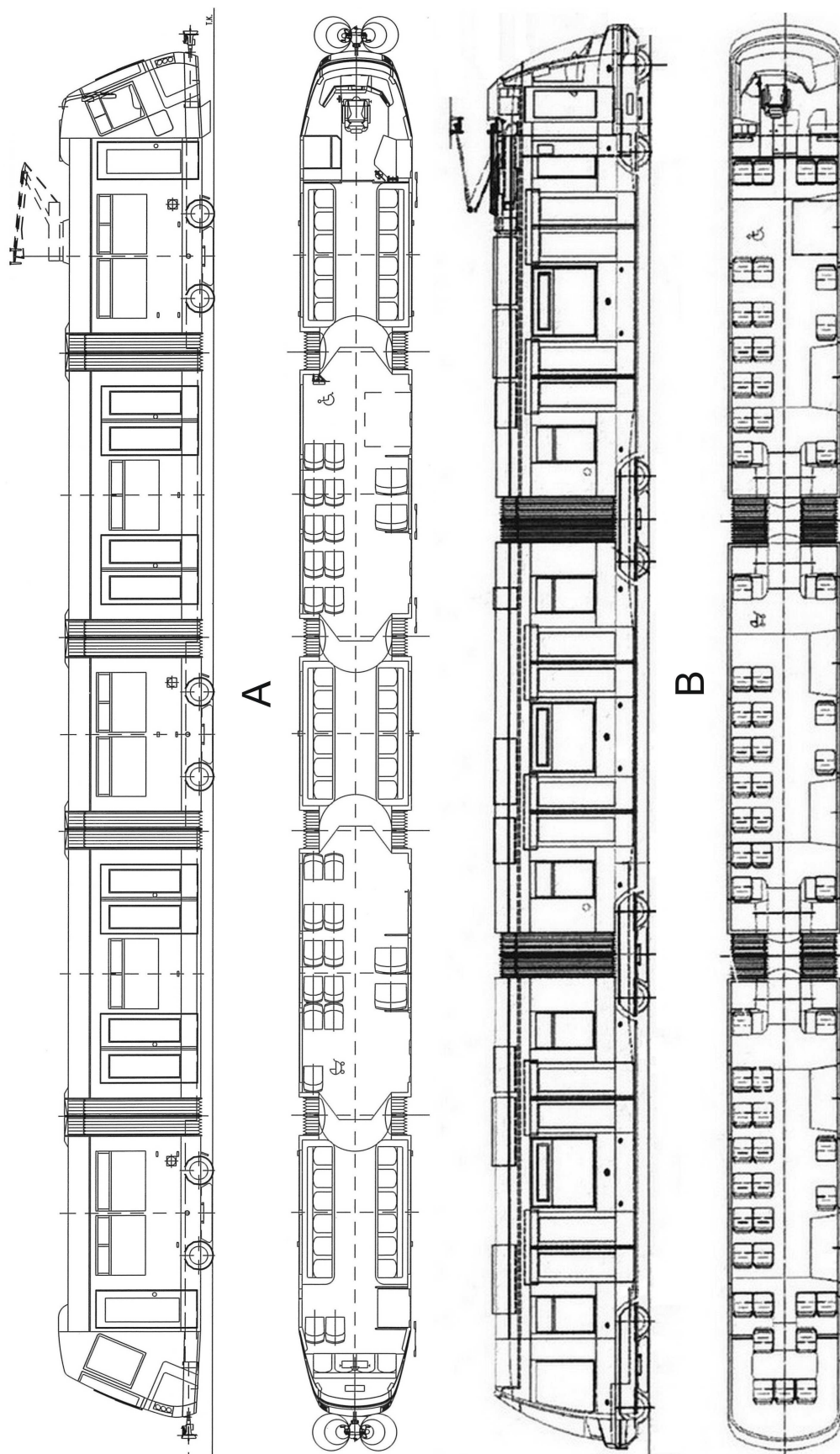
Obr. 10 – Částečně nízkopodlažní vozy vyvíjené počátkem 90. let 20. století: A – Uspořádání tramvaje typu RT6S (RT6N1) [6]; Uspořádání tramvaje typu LTM 10.08 (Astra), resp. typu 03T (Anitra) [6,7]

2.7.2 Vozidla s velkým podílem nízké podlahy

Nové technologie, nové materiály a pokrok v technice všeobecně umožnily snižovat výšku podlahy i v oblasti umístění podvozků, výsledkem bylo vozidlo s velkým podílem nízké podlahy přibližující se 100%. Rozvoj rovněž přispěl k inovaci dalších technických zařízení, z čehož plynula celá řada zjednodušení (týkající se především pojezdu), která zvyšovala účinnost a zároveň snižovala ekonomickou náročnost provozu. Jednalo se především o aplikaci následujících prvků:

- Podvozky jsou řešeny použitím nápravnic.
- Využití maximálního obrysu vozidla.
- Bezpřevodovkové uložení synchronních trakčních motorů s permanentními magnety.
- Využití IGBT měničů (snižuje energetickou náročnost).
- Elektronická regulace jednotlivých motorů.
- Elektronické omezení výkonu při rozjezdu (vztah ke kontaktní problematice interakce kola a kolejnice).
- Individuální pohon jednotlivých kol (zvyšuje schopnost adheze při rozjezdu vozidla).
- Radiální stavění kol (dvojkolí) v oblouku (snižuje opotřebení vnějšího kolejnicového pásu).
- Částečné natáčení nosných článků (aktivní a pasivní způsob natáčení).
- Využití maximálního obrysu vozidla.
- Snaha zvyšovat vzdálenost otočných čepů na úkor délky představek.

Užitím výše uvedených je možné se navrátit k praxi prověřeným a výhodným koncepcím uspořádání skříně (viz kapitulu 3) s možností integrovat nízkou podlahu i do podvozkového prostoru. Jednou z nich může být i nezávislé uložení jednotlivých skříní na podvozcích pomocí otočných čepů po vzoru tramvajů bývalé produkce ČKD, jež z hlediska uspořádání interiéru nabízí pro cestující nejvýhodnější řešení. Příkladem je tramvaj typu 15T, kterou lze považovat z vývojového hlediska za progresivní.



Obr. 11 – Nejnovější koncepce uspořádání nízkopodlažních vozů firmy ŠKODA [7]: A – Tramvaje typu 14T (13T) s 50% podílem nízké podlahy; B – 100% nízkopodlažní tramvaj typu 15T (ForCity) [7]

3 Základní popis uložení skříní na podvozcích

K důležitým faktorům moderního kvalitního městského kolejového vozidla patří:

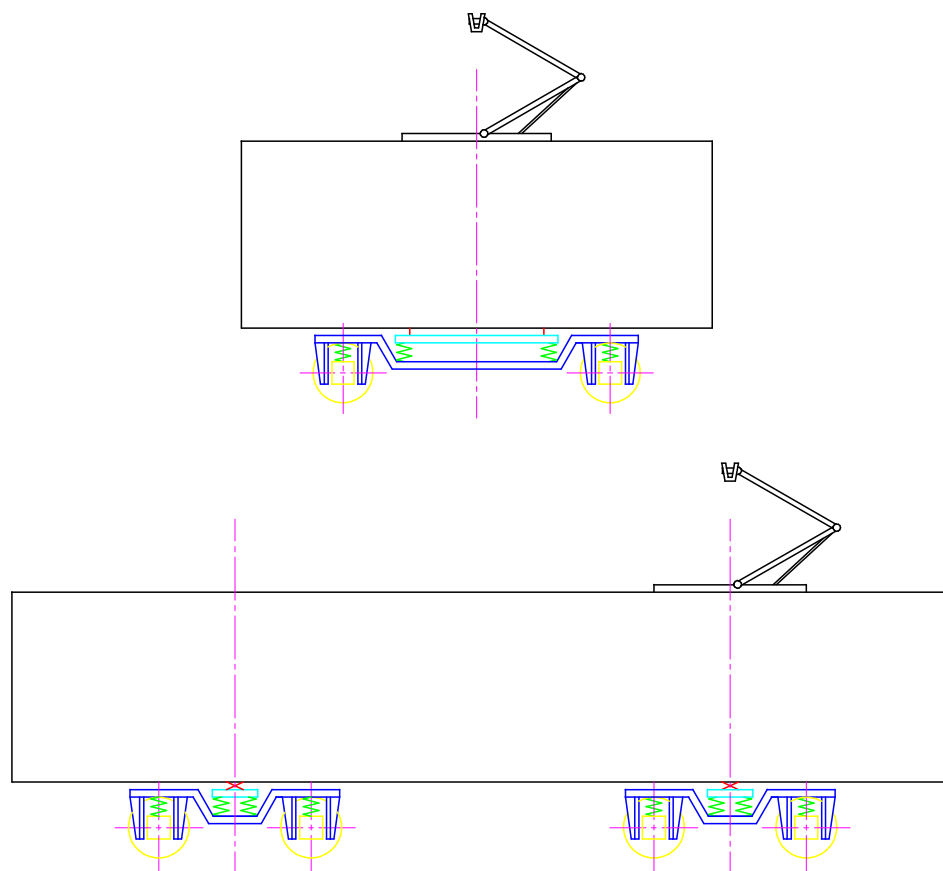
- Dobré chodové vlastnosti vozidla.
- Minimální dynamické působení vozidla na trať.
- V maximální míře využití schopností adheze.
- Nízká hlučnost.
- Malá výška podlahy nad temenem koleje (TK).

V průběhu posledních dvaceti let vznikla celá řada vozidel respektující nové trendy přepravy cestujících, které se významně odlišovaly v uspořádání skříně a pojezdové části. Během vývoje bylo vytvořeno nepřehledné množství různých koncepcí. Do všech konstruktéři vkládali velké naděje, ale až následná léta provozu v těžkých uličních podmínkách prověřila jejich kvalitu řešení. Následně z nich byly selektovány pouze ty koncepce, které mohou obstát i v konkurenci s rozvíjející se individuální automobilovou dopravou.

V této kapitole jsou popsány nejdůležitější uspořádání skříní tramvajových vozidel, která se v současnosti nejčastěji používají, případně mají význam pro budoucí vývoj.

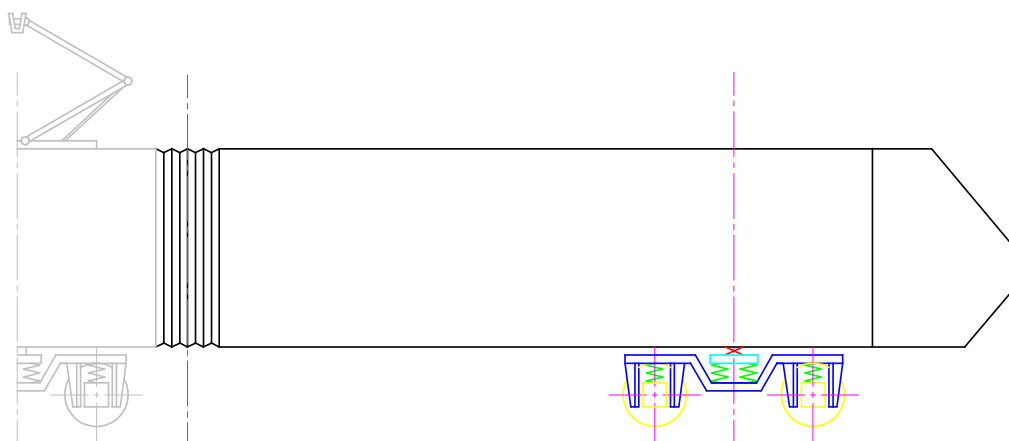
Samotné skříně lze rozdělit dle uložení na 3 základní celky:

a) Skříně s nezávislým uložením K(0), K(1)



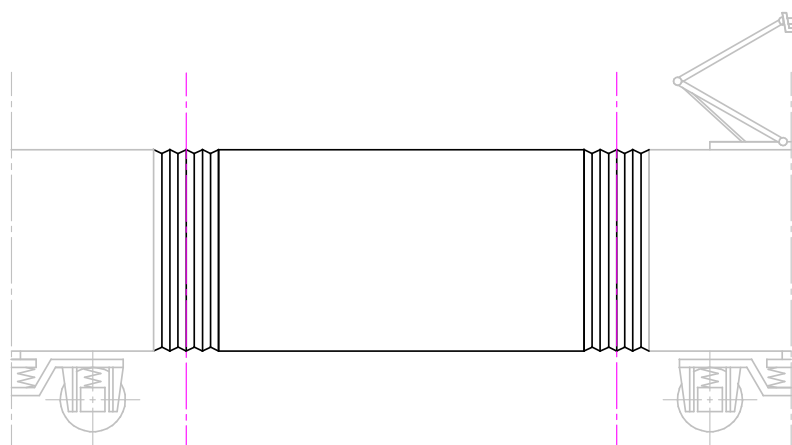
Obr. 12 – Schéma nezávislého uložení skříně: Nahoře – koncepce K(0); Dole – koncepce K(1)

b) Skříně s přechodným uložením K(2)



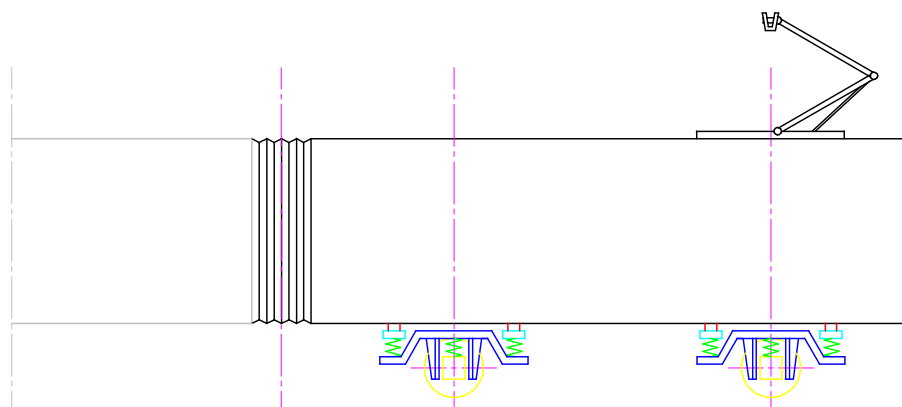
Obr. 13 – Schéma přechodného uložení skříně – koncepce K(2)

c) Skříně se závislým uložením K(3)



Obr. 14 – Schéma závislého uložení skříně – koncepce K(3)

d) Skříně nekonvenčního uložení K(4)



Obr. 15 – Schéma nekonvenčního uložení skříně – koncepce K(4)

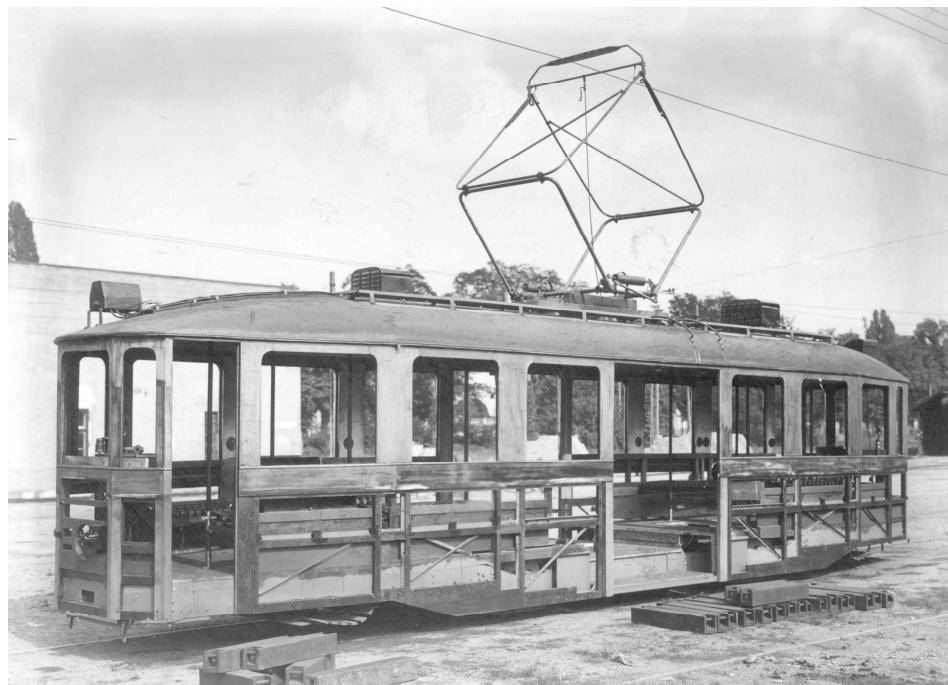
3.1 Skříň s nezávislým uložením K(0), K(1) [2], [5]

Obecně lze říci, že se jedná se o typy uložení skříň, které jsou svázané přímo s pojezdem a to buď pomocí otočné, nebo pevné vazby. Zároveň jsou schopny samostatného pohybu po trati bez návaznosti na další konstrukční celky.

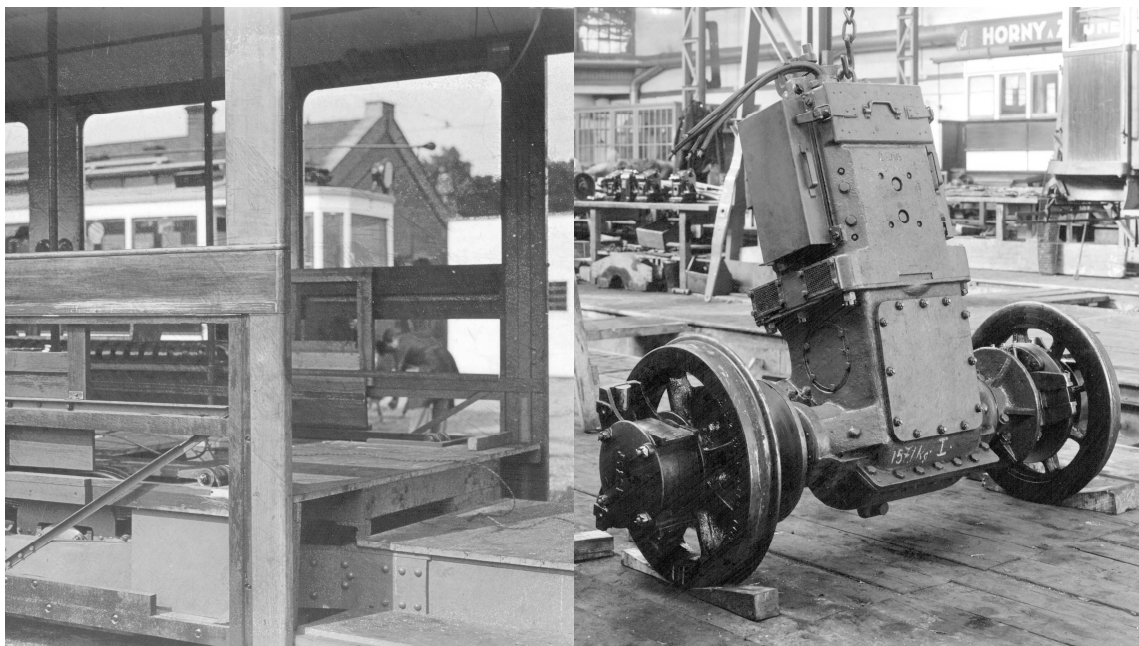
Vůbec nejstarším uložením je koncepce skříň pevně svázané s podvozkem, jež se váže k počátkům tramvajového, potažmo i železničního provozu (viz *dále koncepci K(0)*). Z důvodu rozšiřování vozové skříň bylo nutné nejprve zvětšit rozvor podvozku, avšak to vedlo také ke zvyšování náběhu náprav při průjezdu obloukem. Vzhledem k malým poloměrům oblouku se negativní účinky na vozidlo i na trať projevily markantněji, nežli u železničních vozidel, a proto již na začátku 20. století vznikl pojezd se třemi nápravami. Tím bylo možné snížit úhel náběhu až do radiálního postavení dvojkolí vůči koleji a zároveň snížit opotřebením kol, resp. okolků a také zlepšit chodové vlastnosti vozidla.

Toto řešení však bylo značně složité a nepřineslo v tramvajové dopravě kýžené výsledky, proto bylo postupně nahrazeno uložením skříň na dvou dvounápravových podvozcích pomocí volně otočných čepů (viz *dále koncepci K(1)*), které vedlo především ke zmenšení rozvoru podvozku a zároveň také přineslo další rozšíření vozové skříň s možností výhodného uspořádání prostoru pro cestující. Z hlediska samotné konstrukce se jedná o jednoduchý mechanismus umožňující průjezd i velmi malými poloměry oblouku. Pro toto uspořádání je typické obloukové zúžení skříň z důvodu maximálního využití obrysu vozidla. S postupným zvětšováním vzdálenosti otočných čepů se změnil i tvar obrysu skříň a přešel do prismatického zkosení představek skříň (viz *Obr. 8*). Postupně vznikla snaha toto nežádoucí zkosení minimalizovat pouze na prostor kabiny řidiče (viz *Obr. 9*).

V našich podmínkách byly první tramvaje tohoto uspořádání zavedeny do provozu již na konci 19. století (viz *kapitol. 2.4.*), jejichž pojezd však v praxi příliš neobstál (viz *Obr. 4*), a proto se dále až do 50. let užívalo koncepce uspořádání skříň „K(0)“.



Obr. 16 – Celkový pohled na skříň tramvaje koncepce K(0) s nízkými vstupy z 30. let 20. století [5]



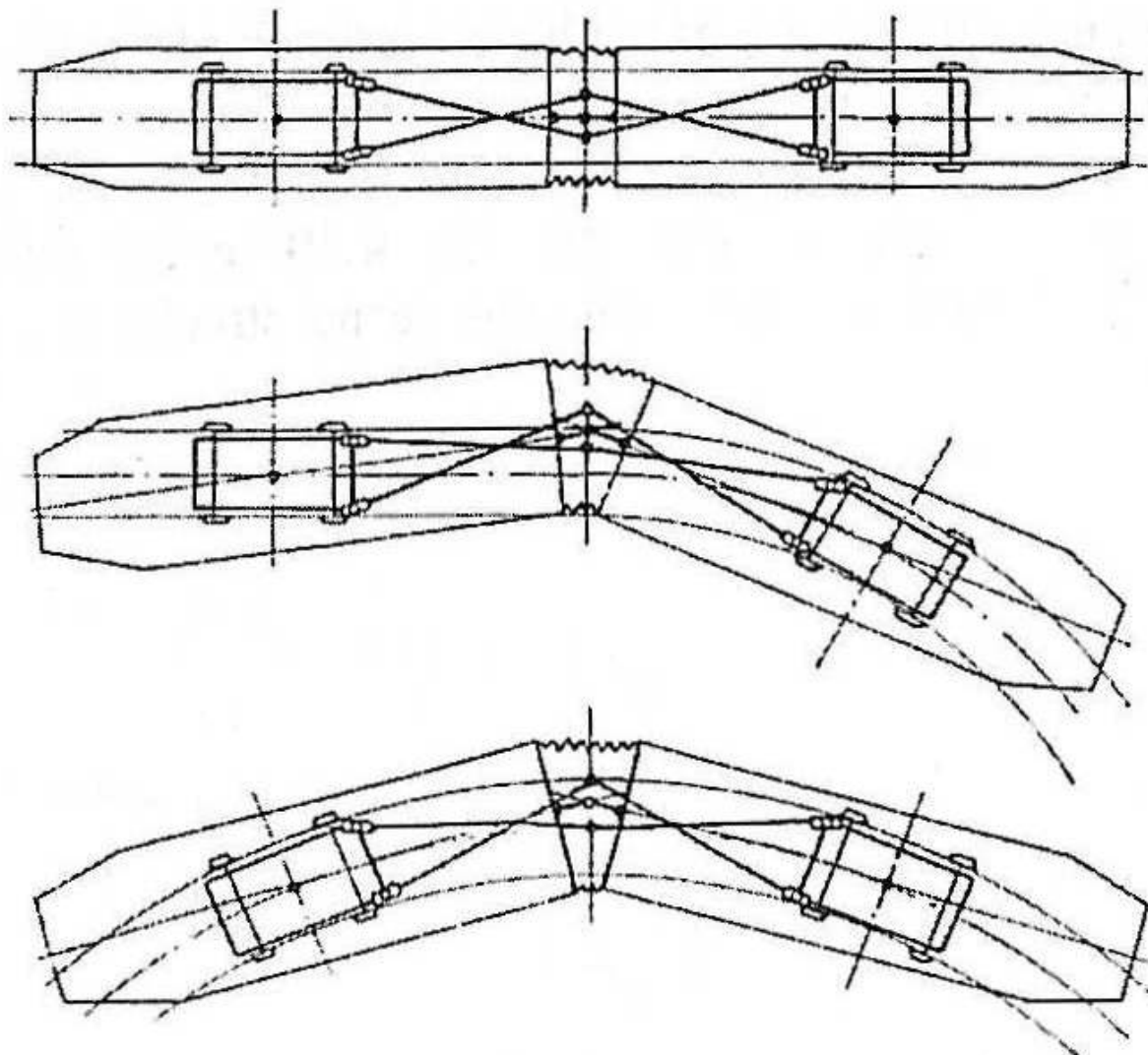
Obr. 17 – Detailní pohledy: Vlevo – uspořádání podlahy vozidla; Vpravo – řešení části pojezdu vozidla [5]

Značného zdokonalení přinesly až americké vozy koncepce PCC (viz kapitolu 2.5), díky nimž bylo možné opustit řešení pevného uložení skříňe na jednom dvounápravovém podvozku (případně dvou jednonápravových podvozků). K masivnímu rozšíření tohoto druhu uložení došlo až po 2. světové válce a dá se říci, že i některé z dnešních moderních vozidel využívají výhod tohoto uspořádání.

V polovině 80. let 20. století se z důvodu konstrukce nízkopodlažních článkových tramvají znovu objevuje koncepce uložení skříňe „K(0)“ v kombinaci s částečně nesenými krajními články (viz. koncepci K(2)) a nebo s plně nesenými středními články (viz. koncepci K(3)). Taková uspořádání pak umožňují zvětšit vzdálenost os podvozků při zachování stejné délky vzdálenosti otočných bodů, díky němuž lze tento prostor efektivněji využít jako nízkopodlažní.

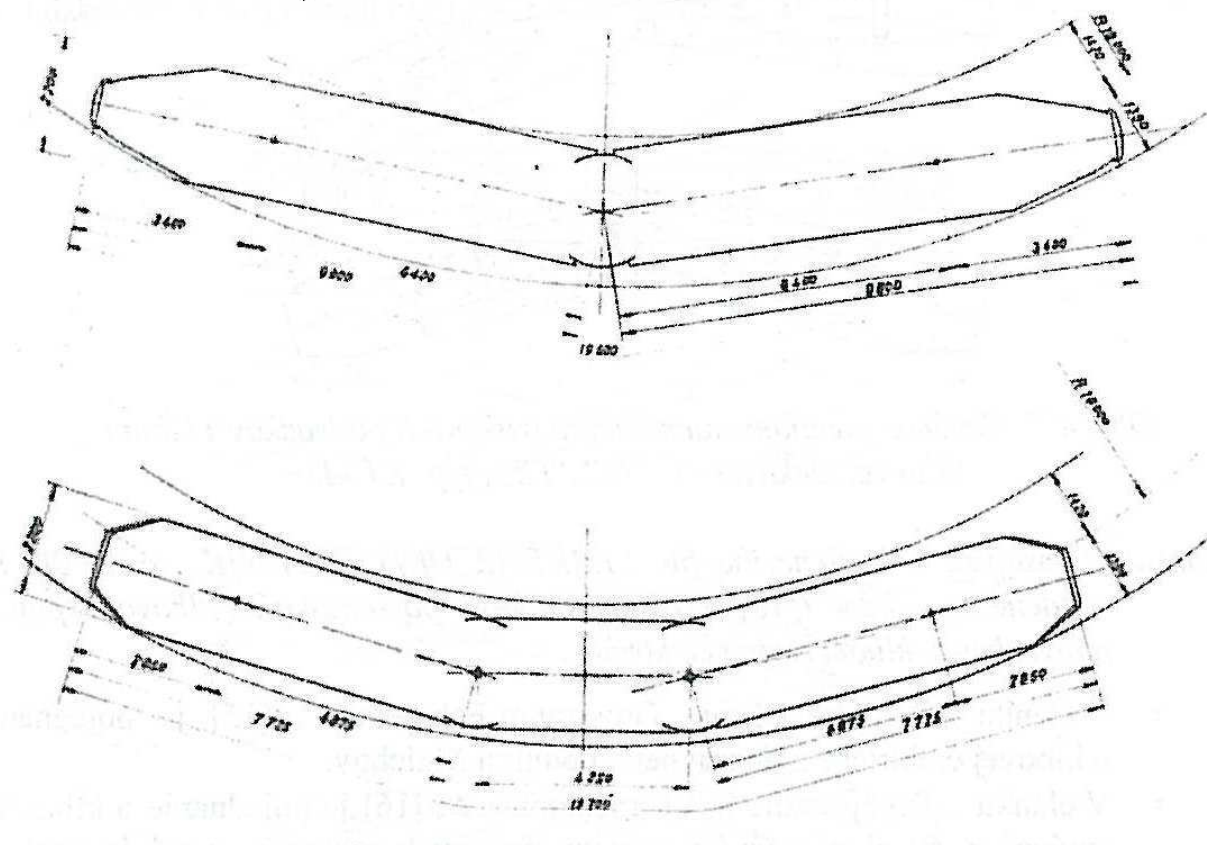
3.2 Skříňe s přechodným uložením K(2) [3]

Z důvodů snížení negativních účinků dvounápravových podvozků s velkým rozvorem vznikla v 50. letech myšlenka rozdělit celistvou skříň na dva samostatné články uložené na otočných podvozcích, které jsou vzájemně svázány speciálním nastavovacím mechanismem umožňujícím radiální stavění podvozku při průjezdu obloukem (viz koncepci K(2)). Zároveň také došlo k rozšíření prostoru pro cestující. Dá se říci, že se jedná o první typ přechodného uložení skříňe, kdy je článek uložen pouze na jednom podvozku a zároveň je svázán s následujícím dílem vozidla. V praxi se toto uspořádání objevilo u německých tramvají typu HANSA a nebo u tramvají KT4 vyráběných v ČKD v Praze (viz. obr. Obr. 9-B).



Obr. 18 – Schéma uspořádání vozidla KT4 tvořeného dvěma skříněmi koncepce K(2-A) vzájemně provázanými stavěcím mechanismem [2]

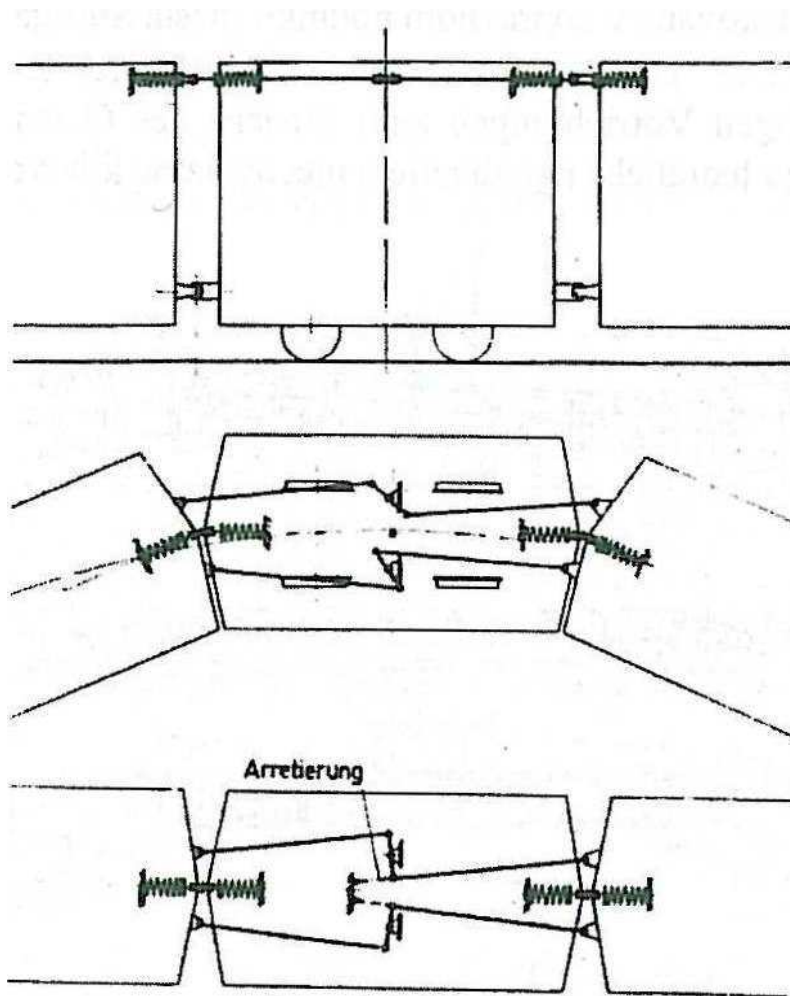
Se vznikem nízkopodlažních vozidel došlo k návratu skříně koncepce K(0), na níž bylo možné oboustranně zavěsit krajní články tvořené skříněmi s přechodným uložením koncepce K(2), (viz **Obr. 10-A**). Ty jsou vzájemně svázány stavěcím mechanismem tak, aby nedocházelo k ovlivnění polohy středního krátkého dílu, jež v oblouku kopíruje tečnou polohu. Tímto řešením bylo možné prakticky prodloužit vzdálenost os podvozků a vozidlu umožnilo lépe kopírovat osu pojížděného oblouku. Zároveň se zkrátila nevýhodná oblast prismatických částí představek vozů.



Obr. 19 – Porovnání natočení krajních dílů tramvaje při průjezdu obloukem o stejném poloměru osy oblouku koncepce K(1) a koncepce K(2); zároveň je zde patrná i změna velikosti prismatického zúžení [2]

3.3 Skříň se závislým uložením K(3) [3]

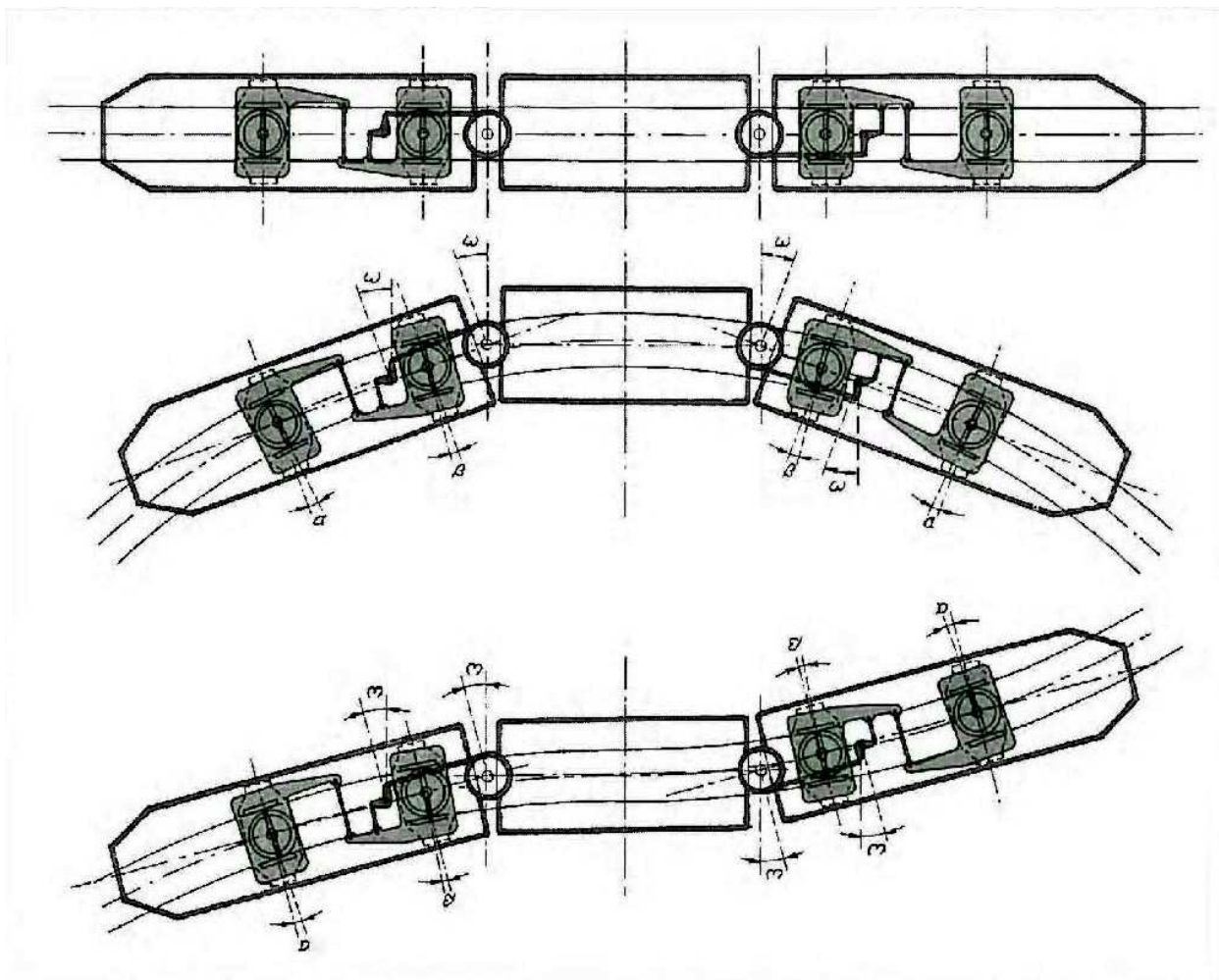
Přibližně na začátku 90. let 20. století se s rozšiřováním podílu nízké podlahy objevilo bezpodvozkové uložení skříň nesené oboustranně na krajních dílech koncepce K(0) (viz **Obr. 10-B**, **Obr. 11-A**). Toto uspořádání přineslo další možnost zvýšení vzdálenosti os při zachování stejných vzdáleností otočných bodů vozidla jako v případě koncepce K(1). Velkou nevýhodou se ukázalo řešení krajních článků, které při průjezdu obloukem neumožňuje tangenciální stavění podvozku vůči oblouku. Tím se znatelným způsobem zvýšilo dynamické namáhání vnějšího kolejnicového pásu a zároveň se zvýšilo namáhání pevné vazby mezi podvozkem a skříň vozidla. Z tohoto důvodu se u novějších tramvajů užívá stavěcích zařízení. Ty lze rozdělit na pasivní členy (mechanismy), které se umísťují mezi skříň a podvozek, resp. mezi 2 skříň koncepce K(3) a aktivní členy, které se umísťují mezi skříň a podvozek krajních dílů. Aktivní členy jsou tvořeny servomotory, hydromotory, které vhodným způsobem umožňují natáčet skříň v závislosti na samotné poloze podvozku. Vzhledem ke složitosti celého systému se postupně přechází k jednodušším způsobům natáčení např. pomocí táhlového ústrojí, případně pryžových sientbloků s progresivní charakteristikou v podélném směru. Ve všech jmenovaných případech se jedná o koncepci skříň K(0) umožňující dynamické natočení. Výhodné je pak toto řešení aplikovat u vozidel „rychlé tramvaje“, které jsou provozovány na tratích s malou obloukovitostí vybavenými směrovými přechodnicemi. Díky malým předstávkám krajních dílů je možné zmenšit úhel zkosu prismatické části skříň vozidla a tím lépe upravit prostor interiéru pro cestující.



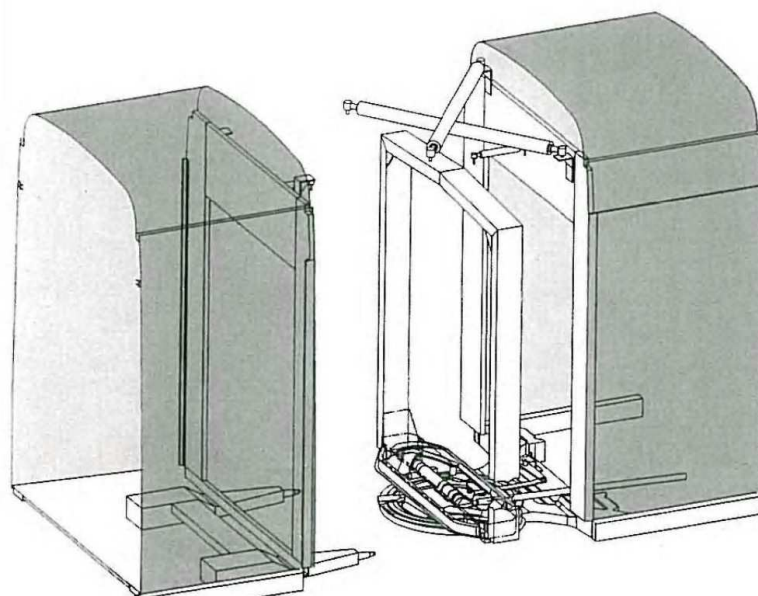
Obr. 20 – Spojení krajních dílů tramvaje koncepce K(2) nebo nesených dílů tramvaje koncepce K(3) [3]

3.4 Skříň nekonvenčního uložení K(4) [8]

Vedle výše zmíněných koncepcí se v praxi od konce 90. let objevují i jiné systémy uložení skříně a to především na jednonápravových podvozcích, případně kombinací jedno- a dvou- nápravových podvozků. Myšlenka těchto koncepcí vznikla především z důvodu větší integrace podlahy s nízkou výškou do prostoru podvozku a ze snahy zároveň zmenšit zástavový prostor skříně pro uložení podvozku. V daném případě se jedná o nezávislé uložení skříně, avšak objevují se i kombinace s koncepcí nesených článků K(3). Hlavním cílem je tak využít výhod závislého uložení, které umožňuje článek nést pouze v krajních rotačních vazbách ve spojení se skříněmi koncepce K(4). Pojezd vozidla je ve většině případů řešený již pomocí nápravnic s individuálním pohonem kol, které je možné při průjezdu obloukem stavět do radiální polohy. Touto konstrukcí lze získat v celé délce vozidla nízkou podlahu umístěnou daleko níže nežli u všech ostatních koncepcí (min. výška nízké podlahy 190mm). Jako velká nevýhoda se však jeví značná konstrukční náročnost samotné pojezdové části a kloubního spojení mezi jednotlivými články. A zároveň vyžaduje velmi kvalitní řešení infrastruktury koncipované již pouze s přechodnicemi. Jistou zvláštností může být fakt, že vozidla tvořené skříněmi této koncepce mohou projíždět extrémně malými poloměry oblouku (15m), aniž by se výrazným způsobem změnil tvar prismatické části skříně vozidla.



Obr. 21 – Schéma uspořádání vozidla Cobra tvořeného dvěma krajními skříněmi koncepce K(4) na nichž spočívá nesený díl K(3) [8]



Obr. 22 – Příklad uspořádání mechanické vazby mezi skříněmi koncepce K(4) a K(3), která je tvořena nůžkovým mechanismem [8]

Nehledě na uvedená uspořádání skříně je nutné také zdůraznit fyzikální vliv při vjezdu vozidla do oblouku, kdy se v určitém časovém intervalu uvede do rotace podvozek a skříň vozidla. Po dobu rotace dochází ke vzniku přídatných úhlových zrychlení jednotlivých částí, tedy podvozku ε_p a skříně ε_s . Obecně lze říci, že za jistou dobu dojde k natočení podvozku φ_p a natočení skříně φ_s . Na samotný dynamický účinek má vliv poměr úhlových zrychlení $\lambda = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_s} = \frac{\varphi_p}{\varphi_s}$, který se u jednotlivých koncepcí výrazně odlišuje.

Nejmenších hodnot dosahuje při uspořádání K(1), K(2), K(3), jelikož úhel natočení závisí na rozvoru podvozku $2p_{T3}$ a vzdálenosti přibližně odpovídající vzdálenosti otočných bodů $2N_{i02}$. Vzhledem k tomu, že je obvykle rozvor podvozku menší nežli vzdálenost otočných čepů $2p_{T3} < 2N_{i02}$, je úhlové zrychlení podvozku větší než u skříně $\varepsilon_p > \varepsilon_s$. Naopak je tomu u koncepcí K(0) a K(4), kde je úhel rotace podvozku i skříně v každém okamžiku stejný, z čehož plyne, že i úhlová zrychlení jsou identická $\varepsilon_p = \varepsilon_s$.

Výsledný točivý moment závisí vedle samotného zrychlení také na momentu setrvačnosti obou rotujících hmot. Moment setrvačnosti podvozku je přibližně pro všechny koncepcie stejně velký, a proto záleží na rozložení hmoty při rotaci skříně. To je v případě uspořádání K(0) a K(4) větší než u ostatních uspořádání a vede k celkově většímu točivému momentu oproti ostatním způsobům uložení skříně. Tento přírůstek se pak negativně podílí na vzniku dynamických rázů při vjezdu a výjezdu vozidla do oblouku.

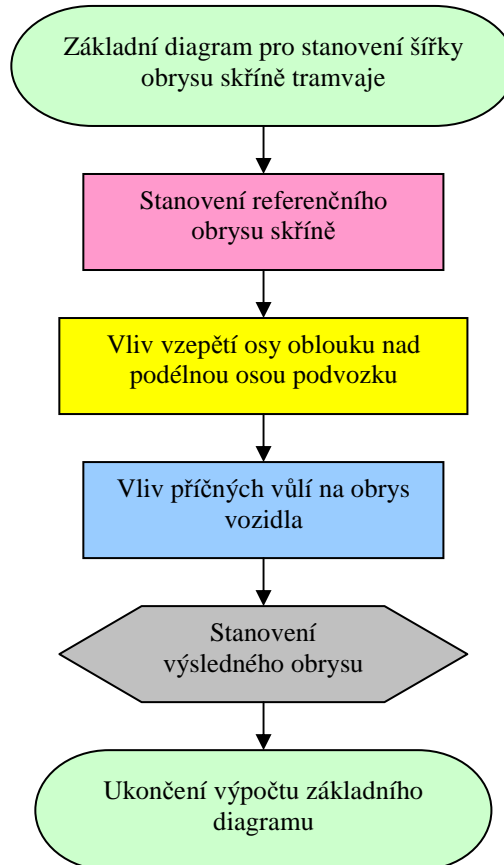
V případě vjezdu do oblouku s přechodnicemi se tento rozdíl momentů setrvačnosti tak významně neprojeví, jelikož dochází k pomalejší rotaci skříně i podvozku vozidla, respektive jejich úhlová zrychlení jsou nižší. Díky tomu je výsledné silové působení na vnější kolejnicový pás u všech koncepcí výrazně nižší než by tomu bylo u oblouku bez přechodnice. [4]

Dá se tedy říci, že zřizování přechodnic má z hlediska snížení dynamického účinku na vozidlo i trať pozitivní vliv u všech uspořádání vozidlových skříní, avšak nejvíce se projeví právě u vozidel koncepce K(0) a K(4).

4 Metodika pro stanovení šířky obrysu skříně

4.1 Základní stanovení

Vztažná linie obrysu stanovuje prostor všech pevných² částí vozidla za běžných provozních podmínek. Pro vlastní stanovení obrysu šířky skříně je vždy nutné určit nejnepříznivější polohu vozidla. Z tohoto důvodu se vždy volí postavení vozidla v oblouku, který je hlavním limitujícím prvkem pro stanovení šířky skříně. Výpočet šířky skříně vozidla tvoří následující části (stanovené v diagramu):



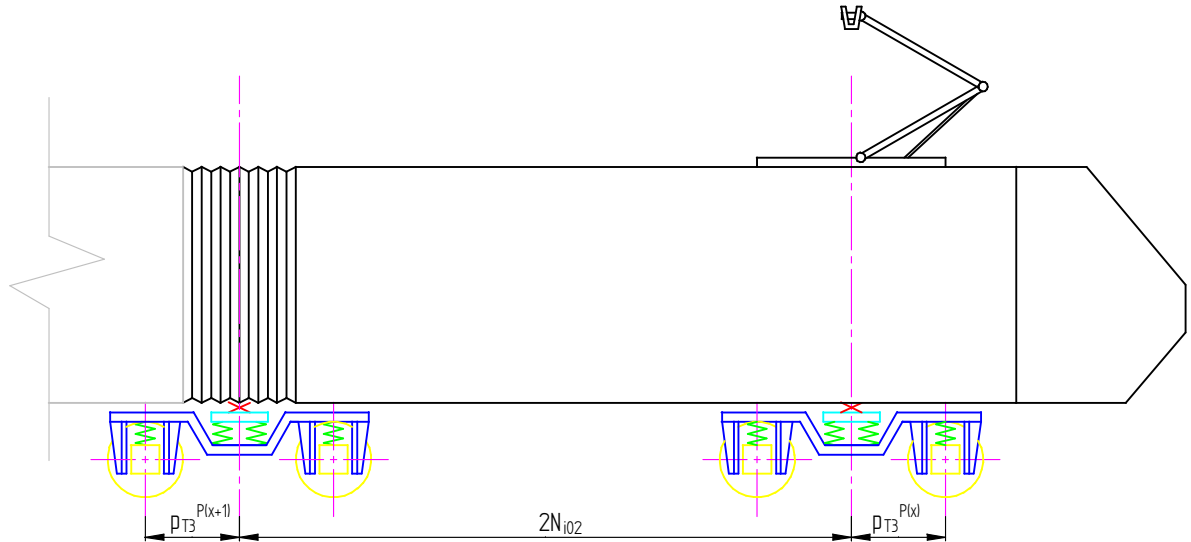
Obr. 23 – Schéma základního diagramu pro stanovení šířky obrysu skříně

- a) **Stanovení referenčního obrysu skříně (viz kapitolu 5)**, kdy je poloha skříně v základním stavu, tj. osa skříně protíná osu oblouku ve dvou bodech, jejichž vzájemnou polohu vyjadřuje vzdálenost otočných bodů N_{i02} .
- b) **Vliv vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku (viz kapitolu 6)**, která se vztahuje pro skříně uložené na otočných podvozcích, zejména pak ke koncepci K(1), kde je skříně uložena na dvou otočných podvozcích o stejném rozvoru. Tu je možné dále rozčlenit na následující 3 uspořádání, které se od sebe odlišují polohou umístění otočného čepu vůči ose podvozku:

²⁾ Pevné části jsou všechny části, které nemohou vůči skříně vozidla měnit polohu

○ **Koncepce K(1-A)**

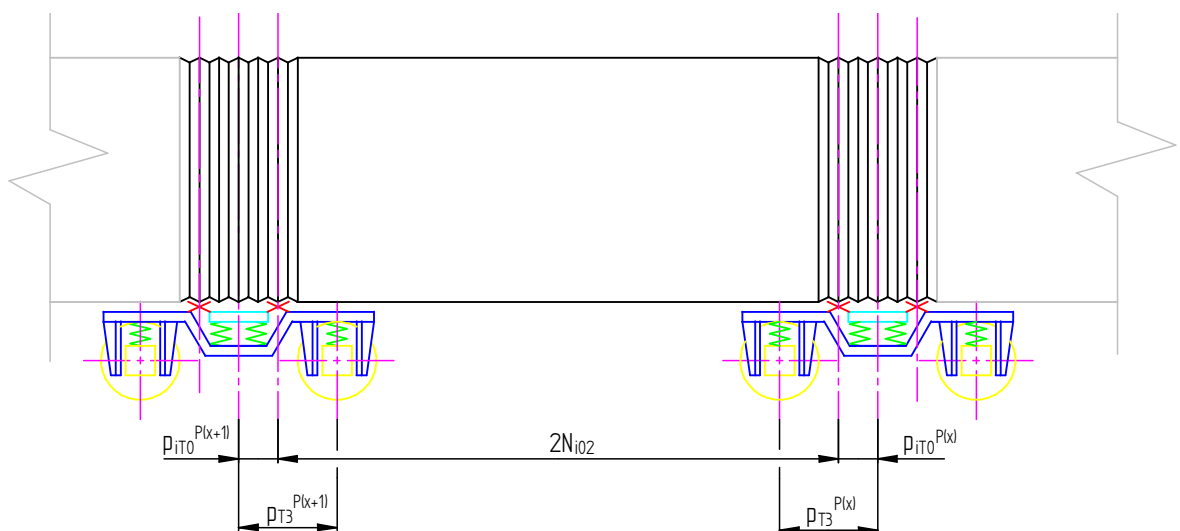
Jedná se o osově souměrnou koncepci, kde osa podvozku přechází v otočný bod $p_{iT0}^{P(x)} = p_{iT0}^{P(x+1)} = 0$. Toto uspořádání je typické pro tramvaje ČKD a je v našich provozech nejčastěji užívané.



Obr. 24 – Schéma uspořádání vozidla koncepce K(1-A)

○ **Koncepce K(1-B)**

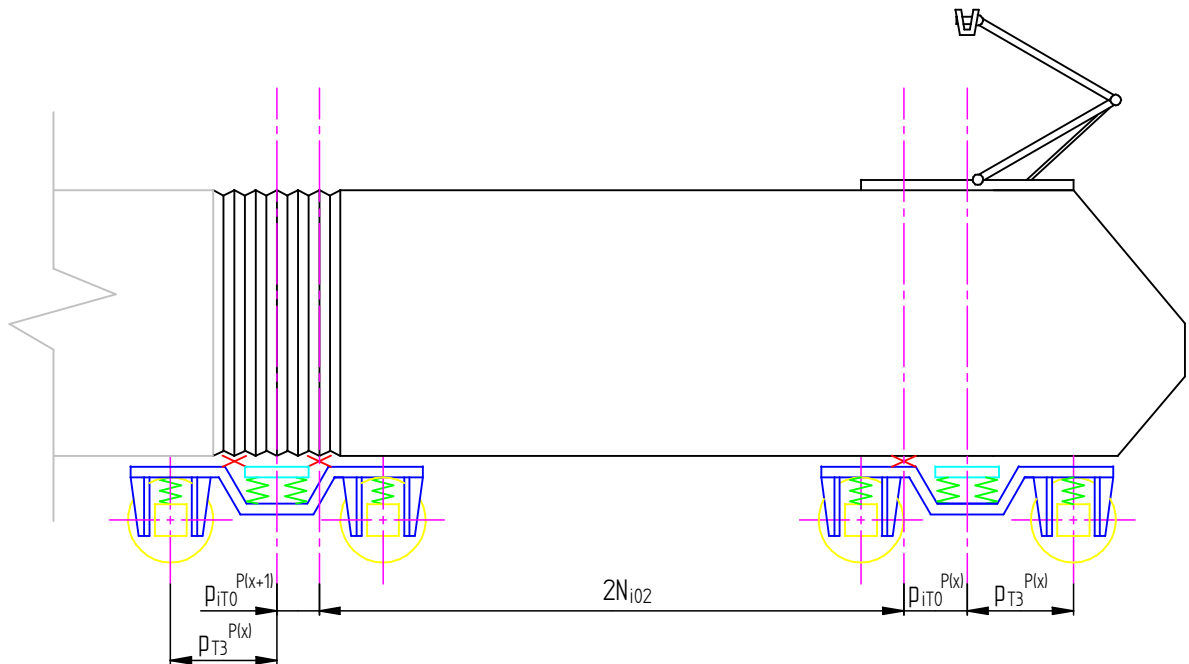
Jedná se o osově souměrnou koncepci, kde je osa podvozku a otočný bod v jiném místě, avšak tato vzdálenost je pro oba podvozky stejná $p_{iT0}^{P(x)} = p_{iT0}^{P(x+1)} = p_{iT0}$. Toto uspořádání je použito u středního článku tramvaje K3R-N, které vzniklo modernizací původní tramvaje K2 dosazením středního nízkopodlažního dílu. Ten však spočívá na čepch uložených excentricky od základního nosného čepu ve vzdálenosti $p_{iT0} = 250\text{mm}$.



Obr. 25 – Schéma uspořádání vozidla koncepce K(1-BA)

V případě nízkopodlažních vozidel má toto uspořádání specifickou polohu, kdy je otočný bod umístěn ve svislé ose nápravy, resp. nápravnice $p_{iT0} = p_{T3}$. V takovém případě nedochází ke vzniku vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku. Zároveň je takové uspořádání výhodné z hlediska umístění kabiny řidiče do prostoru interiéru, díky čemuž se sníží zástavbový prostor v salonu pro cestující a zároveň je možné dosáhnout vysokého podílu nízké podlahy. Z podobného důvodu vznikla i následující koncepce.

o **Koncepce K(1-C)**



Obr. 26 – Schéma uspořádání vozidla koncepce K(1-C)

V uvedeném případě se jedná o nesymetrické uložení, kdy vzdálenost osy podvozku a otočného bodu je pro každý podvozek jiná $p_{iT0}^{P(x)} \neq p_{iT0}^{P(x+1)}$. Toto uspořádání skříň je použito u krajních článků tramvaje Škoda 15T.

c) Vliv příčných vůlí na obrys vozidla (viz kapitolu 7), který se určuje pro všechny koncepce stejným způsobem a to zvláště

- Pro oblast mezi otočnými body.
- Pro oblast vně otočných bodů.

Vzniklé vůle mohou vzniknout opotřebením jednotlivých konstrukčních prvků mezi:

- Kolejí a dvojkolím (koly).
- Dvojkolím (koly) a podvozkem.
- Podvozkem a skříň vozidla.

4.2 Použité veličiny

Jako použité veličiny jsou zde uvedeny pouze výsledné veličiny mající vztah pro samotný vstup. V této kapitole nejsou uvedeny dílčí veličiny, které ve výsledném vztahu nefigurují a slouží pouze pro zjednodušení při samotném odvození.

a) Stanovení referenčního obrysu skříně (viz kapitolu 5)

Poloměr oblouku	R
Stanovený přesah pro vnější oblast oblouku	δ_a
Stanovený přesah pro vnitřní oblast oblouku	δ_i
Poloviční vzdálenost otočných bodů	N_{i02}
Podélná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 0,1 (bez zúžení)	N_{a01}
Podélná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 0,1 (bez zúžení)	N_{i01}
Celková podélná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 0,2	N_{a02}
Celková podélná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 0,2	N_{i02}
Podélná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 1,2 (se zúžením)	N_{a12}
Podélná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 1,2 (se zúžením)	N_{i12}
Podélná obecná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 0, X	N_{a0X}
Podélná obecná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 0,X	N_{i0X}
Podélná obecná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 1, X (se zúžením)	N_{a1X}
Podélná obecná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 1,X (se zúžením)	N_{i1X}
Maximální šířka skříně vozidla definovaná pro oblast vně otočných bodů	$B_{a\max} (2k)$
Maximální šířka skříně vozidla definovaná pro oblast mezi otočnými body	$B_{i\max} (2k)$
Šířka skříně v obecném bodě pro vnější oblast	B_{a1X}
Šířka skříně v obecném bodě pro vnitřní oblast	B_{i1X}

b) Vliv vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku (viz kapitulu6)

Poloměr oblouku	R
Poloviční vzdálenost otočných bodů	N_{i02}
Podélná obecná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 0, X pro příslušný podvozek	$N_{a0X}^{P(x)}; N_{a0X}^{P(x+1)}$
Podélná obecná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 0,X pro příslušný podvozek	$N_{i0X}^{P(x)}; N_{i0X}^{P(x+1)}$
Polovina rozvoru podvozku.....	P_{T3}
Podélná vzdálenost mezi otočným bodem a osou podvozku nacházející se mezi otočnými čepy	P_{iT0}
Podélná vzdálenost mezi otočným bodem a osou podvozku nacházející se mezi otočnými čepy vztahující se k danému podvozku.....	$(P_{iT0})^{P(x)}; (P_{iT0})^{P(x+1)}$
Míra vzepětí osy poloměru oblouku nad podélnou osou podvozku v místě osy podvozku	Δb_T
Míra vzepětí osy poloměru oblouku nad podélnou osou podvozku při excentrickém uložení čepu	Δb_0
Míra vzepětí osy poloměru oblouku nad podélnou osou podvozku při excentrickém uložení čepu vztahující se k danému podvozku	$\Delta b_0^{P(x)}; \Delta b_0^{P(x+1)}$
Výsledné zúžení vyjadřující vzdálenost mezi referenční a skutečnou osou skříně	ΔE
Zúžení vyjadřující vzdálenost mezi referenční a skutečnou osou skříně v otočném bodě příslušného podvozku	$\Delta E_0^{P(x)}; \Delta E_0^{P(x+1)}$
Výsledné zúžení vyjadřující vzdálenost mezi referenční a skutečnou osou skříně v prostoru vně otočných bodů vztahující se pro příslušný podvozek.....	$\Delta E_a^{P(x)}; \Delta E_a^{P(x+1)}$
Výsledné zúžení vyjadřující vzdálenost mezi referenční a skutečnou osou skříně v prostoru mezi otočnými body vztahující se pro příslušný podvozek	$\Delta E_i^{P(x)}; \Delta E_i^{P(x+1)}$

c) Vliv příčných vůlí na obrys vozidla (viz kapitulu 7)

Poloměr oblouku	R
Stanovený přesah pro vnější oblast oblouku	δ_a
Stanovený přesah pro vnitřní oblast oblouku	δ_i
Poloviční vzdálenost otočných bodů	N_{i02}
Podélná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 0,1 (bez zúžení)	N_{a01}
Podélná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 0,1 (bez zúžení)	N_{i01}
Maximální šířka skříně vozidla definovaná pro oblast vně otočných bodů	$B_{a\max} (2k)$
Maximální šířka skříně vozidla definovaná pro oblast mezi otočnými body	$B_{i\max} (2k)$
Podélná obecná vzdálenost vně otočných bodů ležící mezi 1, X (se zúžením)	N_{a1X}
Podélná obecná vzdálenost mezi otočnými body ležící mezi 1,X (se zúžením)	N_{i1X}
Podélná vzdálenost vyvolaná rotací skříně v bodě 1 (maximální velikost)	ΔT_{a1}
Příčná vůle vyvolaná rotací skříně v obecném místě	D_a^{ρ}
Příčná vůle vyvolaná rotací skříně v obecném místě	D_a^{π}
Příčná vůle mezi kolejí a dvojkolím (kolem)	D_K
Příčná vůle mezi dvojkolím (kolem) a podvozkem	D_P
Příčná vůle mezi podvozkem a skříní	D_S

5 Stanovení referenčního obrysu skříně

Základním prvkem pro výpočet obrysu skříně bez ohledu na jednotlivé koncepce je postavení referenční skříně v oblouku, které stanovují následující vstupní parametry:

Vzdálenost otočných bodů vozidla $2N_{i02}$

Poloměr osy oblouku R

Šířka obrysu vozidla v přímé koleji $2k$, která dle normy ČSN 28 0337³⁾ činí $2k = 2700\text{mm}$

Rozšíření obrysu vozidla v oblouku koleje δ , které můžeme dále rozdělit na:

- Rozšíření vnější části oblouku $\delta_a = f(R)$
- Rozšíření vnitřní části oblouku $\delta_i = f(R)$

Norma dále stanovuje jejich vzájemné závislosti rozšíření obrysu vozidla na poloměru osy oblouku dle následující tabulky:

R [m]	δ_i [mm]	δ_a [mm]
20	310	650
22	280	600
25	235	530
30	185	440
35	150	380
40	125	330
45	105	290
50	85	260
75	35	165
100	10	115
150	5	65
200	0	45
250	0	30
300	0	20
400	0	15
500	0	10
750	0	5
1000	0	0

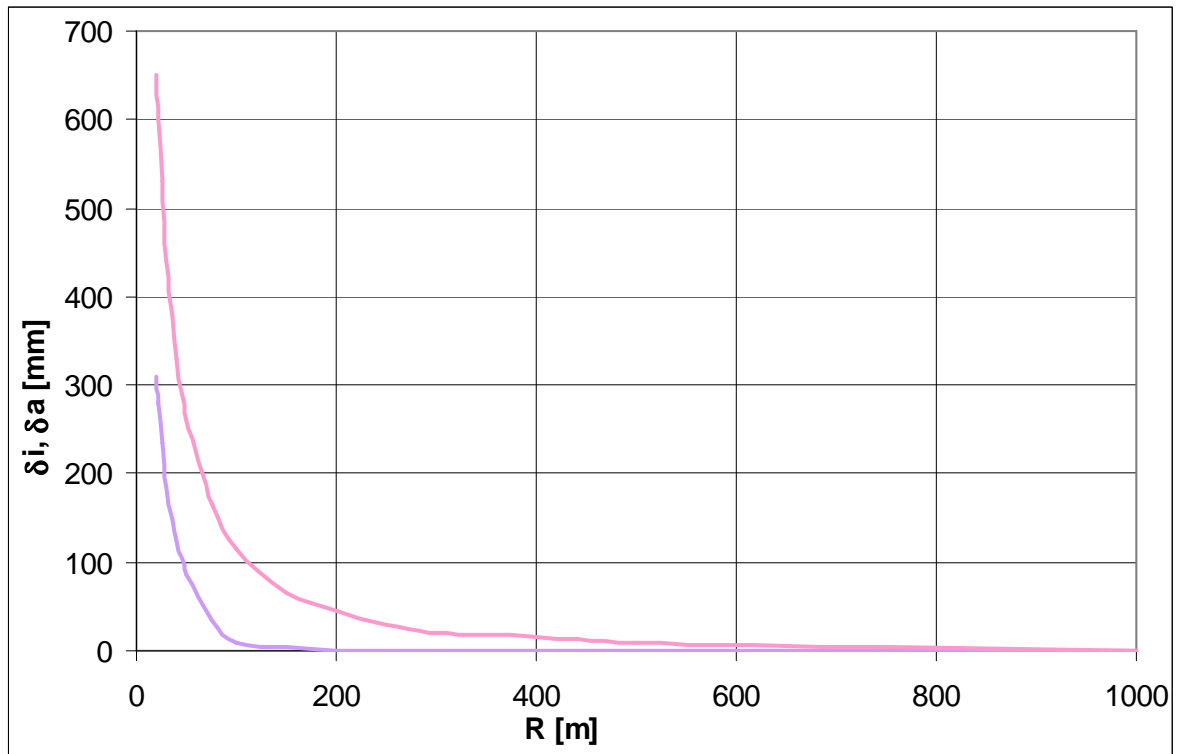
Tab. 1 – Rozšíření obrysu pro vozidla v obloucích koleje

V případě menších poloměrů oblouku je možné pro stanovení rozšíření obrysu vozidla v oblouku δ provést lineární extrapolaci, která je:

pro δ_i stanovena vztahem: $\delta_i = -15R + 610$.

pro δ_a stanovena vztahem: $\delta_a = -25R + 1150$.

³⁾ Pokud nebude v dalším textu uvedeno jinak, bude se normou považovat ČSN 28 0337 – Obrysy pro tramvajová vozidla



Obr. 27 – Grafické znázornění rozšíření obrysu vozidla v obloucích koleje:

$$\text{Fialová} - \delta_i = f(R) ; \text{Růžová} - \delta_a = f(R)$$

Obecně lze říci, že osa skříně protíná osu oblouku ve dvou bodech O^R , tedy v místech otočných bodů. Tyto body oboustranně rozdělují skříně na dvě poloroviny a to:

oblast vně otočných bodů, kde jsou vztažné veličiny označeny dolním indexem, a' a body na podélné ose skříně velkým prvním písmenem, A'

oblast mezi otočnými body, kde jsou všechny vztažné veličiny označeny písmenem, i' a body na podélné ose skříně velkým prvním písmenem, I'

Obrys vozidla je při postavení v oblouku omezen rozšířeným obrysem zvláště pro oblast vně otočných bodů a zvláště pro oblast mezi otočnými body. V každé polorovině se dále nacházejí mezní body vyznačující mezní rozměry obrysu skříně, označené jako:

$A1^R$ vyjadřující průsečík vnější části obrysu skříně a vnějšího rozšířeného obrysu oblouku (mezní bod, kde je vnější část představku skříně bez zúžení).

$A2^R$ vyjadřující průsečík podélné osy skříně a vnějšího rozšířeného obrysu oblouku (mezní bod, vyjadřující maximální zúžení vnější části skříně).

$I1^R$ vyjadřující průsečík vnitřního obrysu skříně a vnitřního rozšířeného obrysu oblouku (mezní bod, kde je vnitřní část představku skříně bez zúžení).

$I2^R$ vyjadřující průsečík podélné a příčné osy skříně (mezní bod, vyjadřující maximální zúžení vnitřní části skříně).

Rozměry jednotlivých mezních veličin jsou pak uvozeny výše zmíněnými body umístěnými v dolním indexu.

Tato kapitola se zabývá odvozením výpočtu následujících veličin:
pro oblast vně otočných bodů je to:

- N_{a01} - podélná vzdálenost stanovující oblast obrysu bez zúžení ($\Delta B_{a01} = 0$).
- N_{a12} - podélná vzdálenost vyjadřující délku obrysu až po maximální zúžení ($B_{a01} = 0$).
- $B_{a1X} = f(N_{a1X})$ - šířka obrysu vozidla v obecném bodě stanovená v závislosti na podélné vzdálenosti od bodu $A1^R$, jež musí ležet v intervalu hodnot $\langle N_{a01}; N_{a12} \rangle$.

pro oblast mezi otočnými body je to:

- N_{i01} - podélná vzdálenost stanovující oblast obrysu bez zúžení ($\Delta B_{i01} = 0$).
- N_{i12} - podélná vzdálenost vyjadřující délku obrysu až po maximální zúžení ($B_{i01} = 0$).
- $B_{i1X} = f(N_{i1X})$ - šířka obrysu vozidla v obecném bodě stanovená v závislosti na podélné vzdálenosti od bodu $I1^R$, která musí ležet v intervalu hodnot $\langle N_{i01}; N_{i12} \rangle$.

Vzhledem k tomu, že základní výpočet vycházející z geometrického odvození v přesném vyjádření, **metoda A** (viz kapitoly 5.2, 5.4), představuje značně složité výrazy, byly do této kapitoly zařazena i odvození s jistou mírou zjednodušení, které lze rozdělit do několika kategorií:

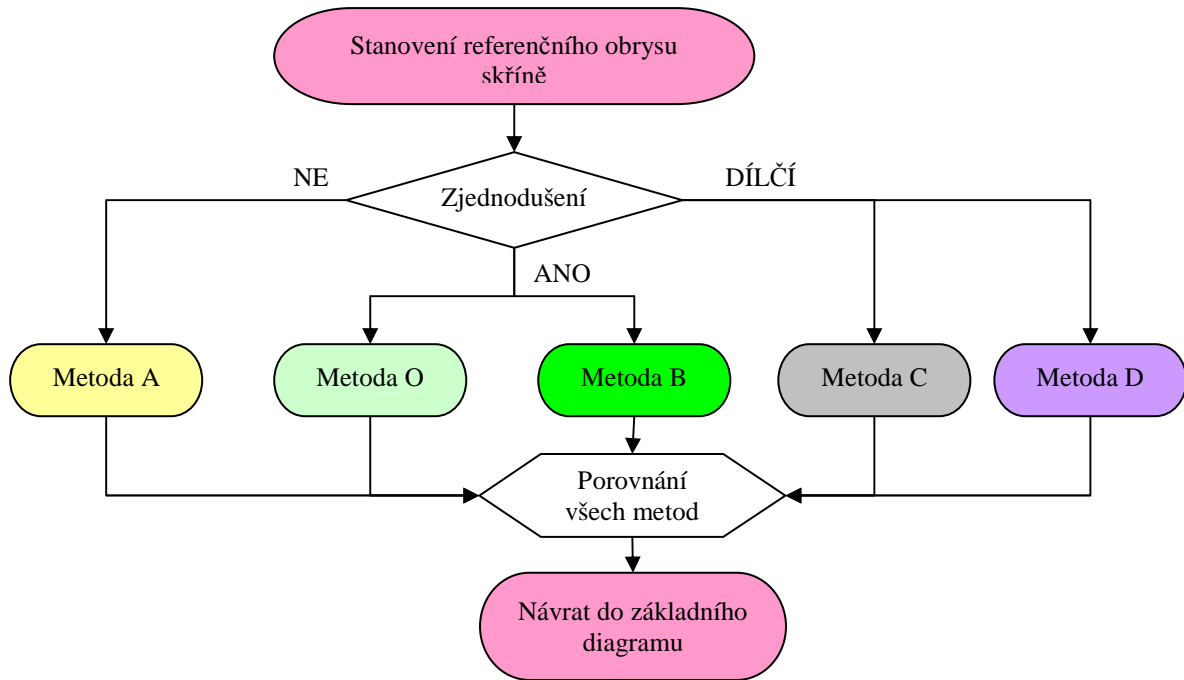
Metoda O (viz kapitolu 5.1), která představuje základní výpočet obrysu železničního vozidla dle normy ČSN EN 15 273-1 (vzhledem k železniční aplikaci představuje nejvyšší stupeň zjednodušení). [7]

Metoda B (viz kapitoly 5.3, 5.5), která byla odvozena pomocí Euklidovy věty, pomocí níž bylo možné vyjádřit rozměry vztahující se ke zúžení skříně ΔB . Hlavní snahou bylo pak zanedbat kvadráty těchto vzdáleností a zároveň zjednodušit některé veličiny, jež výsledné vztahy ovlivní jen minimálně (jedná se o značný stupeň zjednodušení)

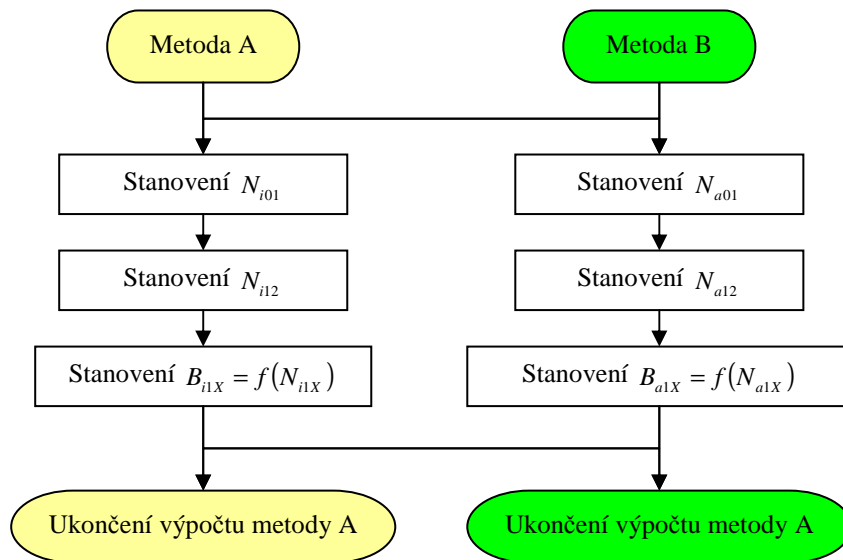
Metoda C (viz kapitolu 5.6.1), která kombinuje výpočty metody A a metody B a představuje mírný stupeň zjednodušení

Metoda D (viz kapitolu 5.6.2), která kombinuje výpočty metody A a metody B a představuje nejnižší stupeň zjednodušení

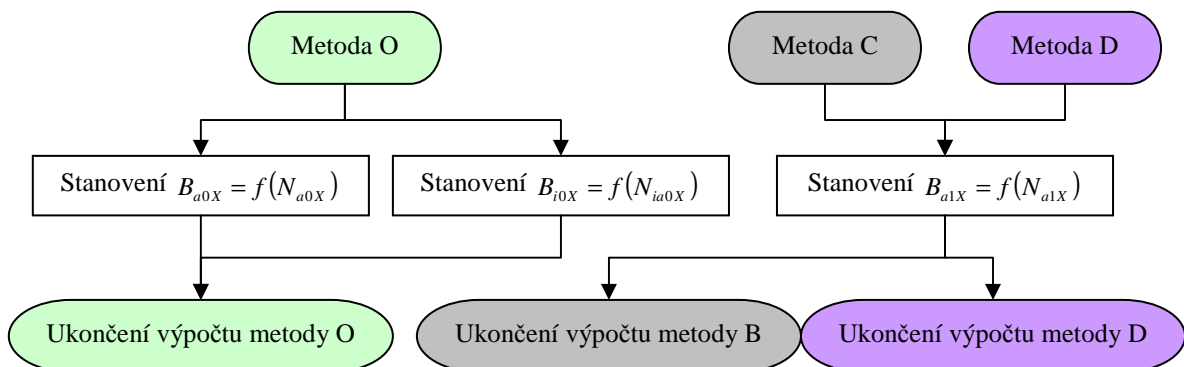
Stupeň zjednodušení jednotlivých metod zároveň představuje i míru aplikace dle minimálních rozměrů, a proto je nutné volit takový výpočet, který vhodným způsobem odpovídá provozním podmínkám provozu. Závěr této části (viz. kapitolu **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**) je pak věnován samotným výstupům dle jednotlivých metod, u nichž je zjišťován obor platnosti v předem stanoveném rozsahu. Na základě toho je pak jednotlivým metodám přiřazeno rozmezí poloměru oblouku, pro něž je výhodné daný výpočet použít. Dále je nutné říci, že některé zjednodušující metody neobsahují všechny výpočty jako základní **metoda A**. To se týká především oblasti mezi otočnými body, kde **metoda B** dostatečně přesně popisuje i specifické případy s velmi malými poloměry oblouku R , a proto **metody C, D** již tento případ neobsahují. Dále jsou to rozměry N_{a01} , N_{a12} , které nejsou u **metody O** vůbec definovány, jelikož zde k zúžení dochází již od bodu O^R v celé délce obrysu. Proto je i výpočet šířky skříně definován v závislosti na vzdálenosti od otočného bodu, tedy $B_{a0X} = f(N_{a0X})$, resp. $B_{i0X} = f(N_{i0X})$. Všechna specifika výpočtu týkající se jednotlivých metod jsou přehledně popsána v následujících vývojových diagramech.



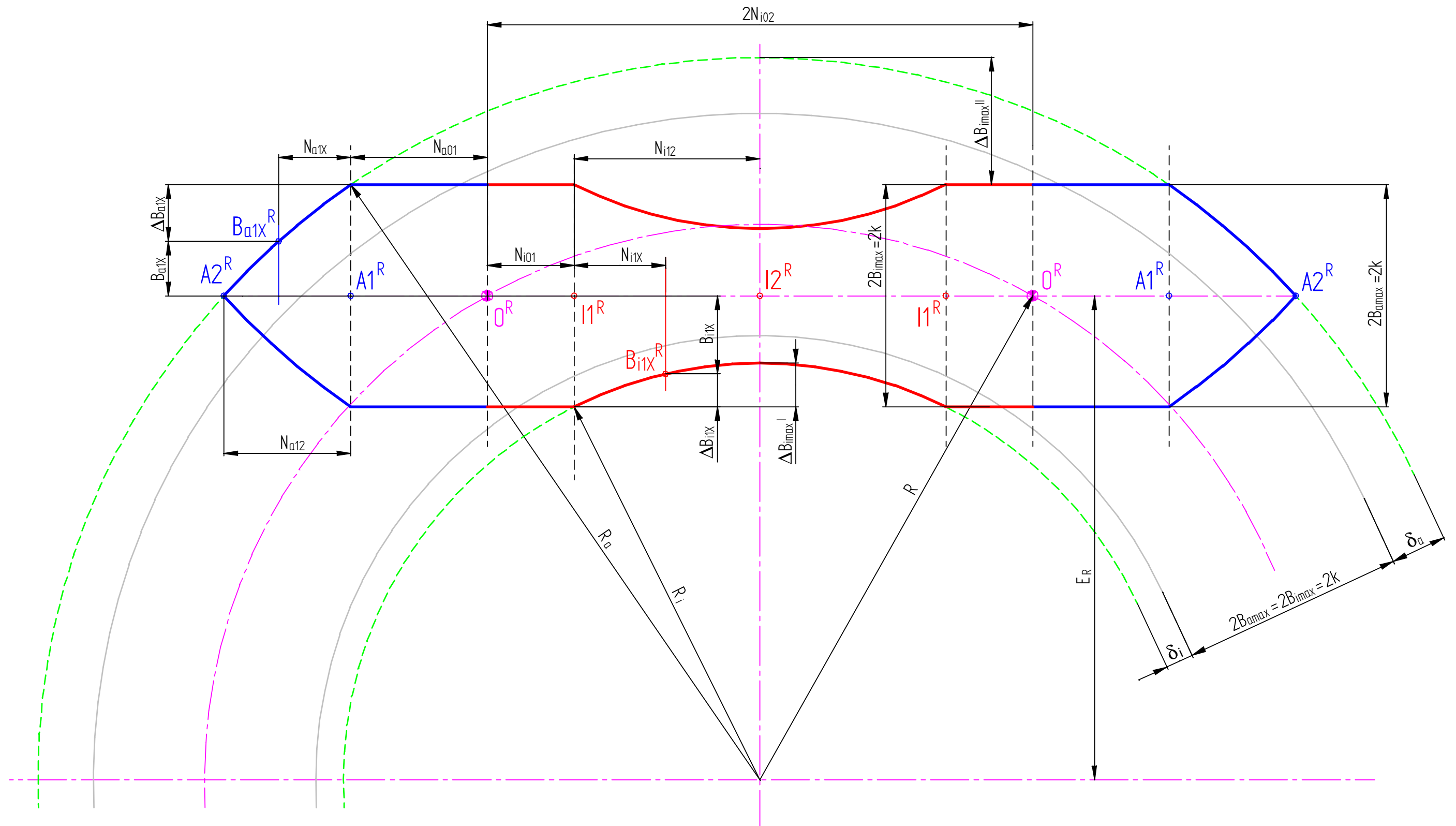
Obr. 28 – Orientační diagram popisující rozdělení výpočtů do jednotlivých metod



Obr. 29 – Orientační diagram popisující výpočty referenčního obrysu skříně dle metod A, B



Obr. 30 – Orientační diagram popisující výpočty referenčního obrysu skříně:
Vlevo - dle metody O; Vpravo - dle metod C, D



Obr. 31 – Celkový referenční obrys skříně vozidla stanovený na základě postavení skříně při průjezdu obloukem

5.1 Charakteristika obrysu skříně vozidla – zjednodušená metoda O

Daná metoda byla odvozena z výpočtu zúžení šířky vozidla dle vztažné linie statického obrysu, které definuje norma ČSN EN 15 273-1 pro:

Oblast vně otočných bodů:

$$\Delta B_{a0X} = \frac{2N_{i02} \cdot N_{a0X} - N_{a0X}^2}{2R \cdot 1000} - \delta_a$$

Oblast mezi otočnými body:

$$\Delta B_{i0X} = \frac{2N_{i02} \cdot N_{i0X} - N_{i0X}^2}{2R \cdot 1000} - \delta_i$$

Stanovené výpočty zúžení se vztahují k železničním vozidlům a ve srovnání s charakteristikou obrysu skříně tramvají se jejich definice mírně odlišuje. Jedná se především o povolený přesah železničních vozidel, který je brán v podélném směru osy skříně. Díky tomu se šířka skříně oboustranně zužuje již od otočného bodu O^R , na což poukazuje i funkční vyjádření zúžení $\Delta B_{a0X} = f(N_{a0X})$, resp. $\Delta B_{i0X} = f(N_{i0X})$. U tramvajových vozidel dochází naopak k rozšíření obrysu skříně vozidla v místě oblouku. V případě velkých poloměrů oblouku (cca od 150m) je tento rozdíl nepatrný. Avšak vzhledem k tomu, že pro tramvaje jsou typické malé poloměry oblouku a dlouhé představky, je nutné výpočty z železniční aplikace upravit o rozšíření oblouku tak, jak stanovuje norma ČSN 28 0337. Výsledné vztahy pro zúžení skříně vozidla pak mají následující tvar:

Pro oblast vně otočných bodů:

$$\Delta B_{a0X} = \frac{2N_{i02} \cdot N_{a0X} - N_{a0X}^2}{2(R \cdot 1000 + \delta_a)} - \delta_a \quad (5.1)$$

Pro oblast mezi otočnými body:

$$\Delta B_{i0X} = \frac{2N_{i02} \cdot N_{i0X} - N_{i0X}^2}{2(R \cdot 1000 + \delta_i)} - \delta_i \quad (5.2)$$

5.1.1 Výpočet šířky obrysu skříně B_{a0X} v obecném místě pro oblast vně otočných bodů

Pro vyjádření šířky je nutné vztah (5.1) pro zúžení dosadit do výpočtu upravujícího rozměry: $B_{a0X} = B_{a\max} - \Delta B_{a0X}$. Po následné úpravě pak obdržíme výsledný vztah pro $B_{a0X} = f(N_{a0X})$ dle metody O:

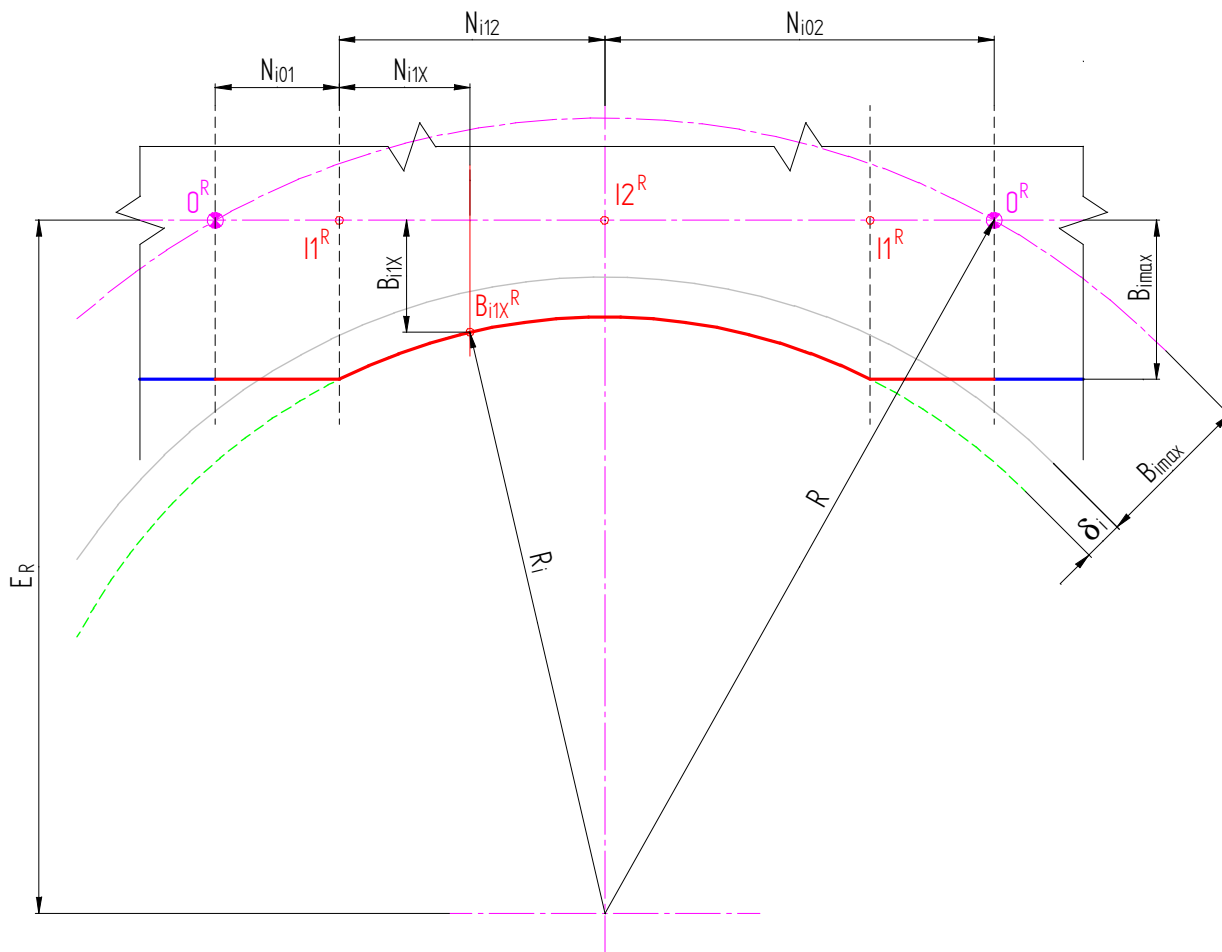
$$B_{a0X} = B_{a\max} - \frac{2N_{i02} \cdot N_{a0X} - N_{a0X}^2}{2(R \cdot 1000 + \delta_a)} + \delta_a \quad (5.3)$$

5.1.2 Výpočet šířky obrysu skříně B_{i0X} v obecném místě pro oblast mezi otočnými body

Obdobným způsobem se i vztah (5.2) pro zúžení dosadí do výpočtu upravujícího rozměry: $B_{i0X} = B_{i\max} - \Delta B_{i0X}$. Po následné úpravě pak obdržíme výsledný vztah pro $B_{i0X} = f(N_{i0X})$ dle metody O:

$$B_{i0X} = B_{i\max} - \frac{2N_{i02} \cdot N_{i0X} - N_{i0X}^2}{2(R \cdot 1000 + \delta_i)} + \delta_i \quad (5.4)$$

5.2 Charakteristika skříňe vozidla mezi otočnými body - přesná metoda A



Obr. 32 – Odvození referenční šířky skříňe vozidla mezi otočnými body v důsledku postavení vozidla v oblouku bez dílčích zjednodušení

Použité vztahy:

$$N_{i02} = N_{i01} + N_{i12} \Rightarrow N_{i12} = N_{i02} - N_{i01} \quad (5.5)$$

$$R^2 = E_R^2 + N_{i02}^2 \Rightarrow E_R = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \quad (5.6)$$

$$R_i = R - (B_{i\max} + \delta_i) \quad (5.7)$$

$$R_i^2 = (E_R - B_{i\max})^2 + N_{i12}^2 \quad (5.8)$$

$$R_i^2 = (N_{i12} - N_{i1X})^2 + (E_R - B_{i1X})^2 \quad (5.9)$$

5.2.1 Výpočet podélné vzdálenosti N_{i01}

Po dosazení (5.5), (5.6), (5.7) do (5.8) dostaneme

$$\begin{aligned} [R - (B_{i\max} + \delta_i)]^2 &= \left[\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - B_{i\max} \right]^2 + (N_{i02} - N_{i01})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow R^2 - 2R(B_{i\max} + \delta_i) + (B_{i\max} + \delta_i)^2 &= R^2 - N_{i02}^2 - 2B_{i\max} \cdot \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} + B_{i\max}^2 + (N_{i02} - N_{i01})^2 \end{aligned}$$

a následnými úpravami obdržíme

$$N_{i01}^2 + N_{i01}(-2N_{i02}) + 2B_{i\max} \left(R - \delta_i - \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \right) + \delta_i(2R - \delta_i) = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou N_{i01} lze získat přesný vztah pro podélnou vzdálenost mezi otočnými body dle metody A:

$$(N_{i01})^A = N_{i02} - \sqrt{N_{i02}^2 - \delta_i(2R - \delta_i) - 2B_{i\max} \left(R - \delta_i - \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \right)}. \quad (5.10)$$

5.2.2 Výpočet podélné vzdálenosti N_{i12}

Po dosazení (5.5) do (5.10) dostaneme

$$N_{i12} = N_{i02} - \left[N_{i02} - \sqrt{N_{i02}^2 - \delta_i(2R - \delta_i) - 2B_{i\max} \left(R - \delta_i - \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \right)} \right]$$

a konečnou úpravou lze získat přesný vztah pro podélnou vzdálenost mezi otočnými body N_{i12} dle metody A:

$$(N_{i12})^A = \sqrt{N_{i02}^2 - \delta_i(2R - \delta_i) - 2B_{i\max} \left(R - \delta_i - \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \right)}. \quad (5.11)$$

5.2.3 Výpočet šířky obrysu skříně B_{i1X} v obecném místě

Po dosazení (5.8) do (5.9) dostaneme

$$\begin{aligned} N_{i12}^2 + (E_R - B_{i\max})^2 &= (N_{i12} - N_{i1X})^2 + (E_R - B_{i1X})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow N_{i12}^2 + E_R^2 - 2E_R \cdot B_{i\max} + B_{i\max}^2 &= N_{i12}^2 - 2N_{i12} \cdot N_{i1X} + N_{i1X}^2 + E_R^2 - 2E_R \cdot B_{i1X} + B_{i1X}^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow B_{i1X}^2 - 2E_R \cdot B_{i1X} + N_{i1X}^2 - 2N_{i12} \cdot N_{i1X} - B_{i\max}^2 + 2E_R \cdot B_{i\max} &= 0 \end{aligned}$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou B_{i1X} lze získat vztah

$$B_{i1X} = E_R - \sqrt{(E_R - B_{i\max})^2 - N_{i1X}(N_{i1X} + 2N_{i12})}.$$

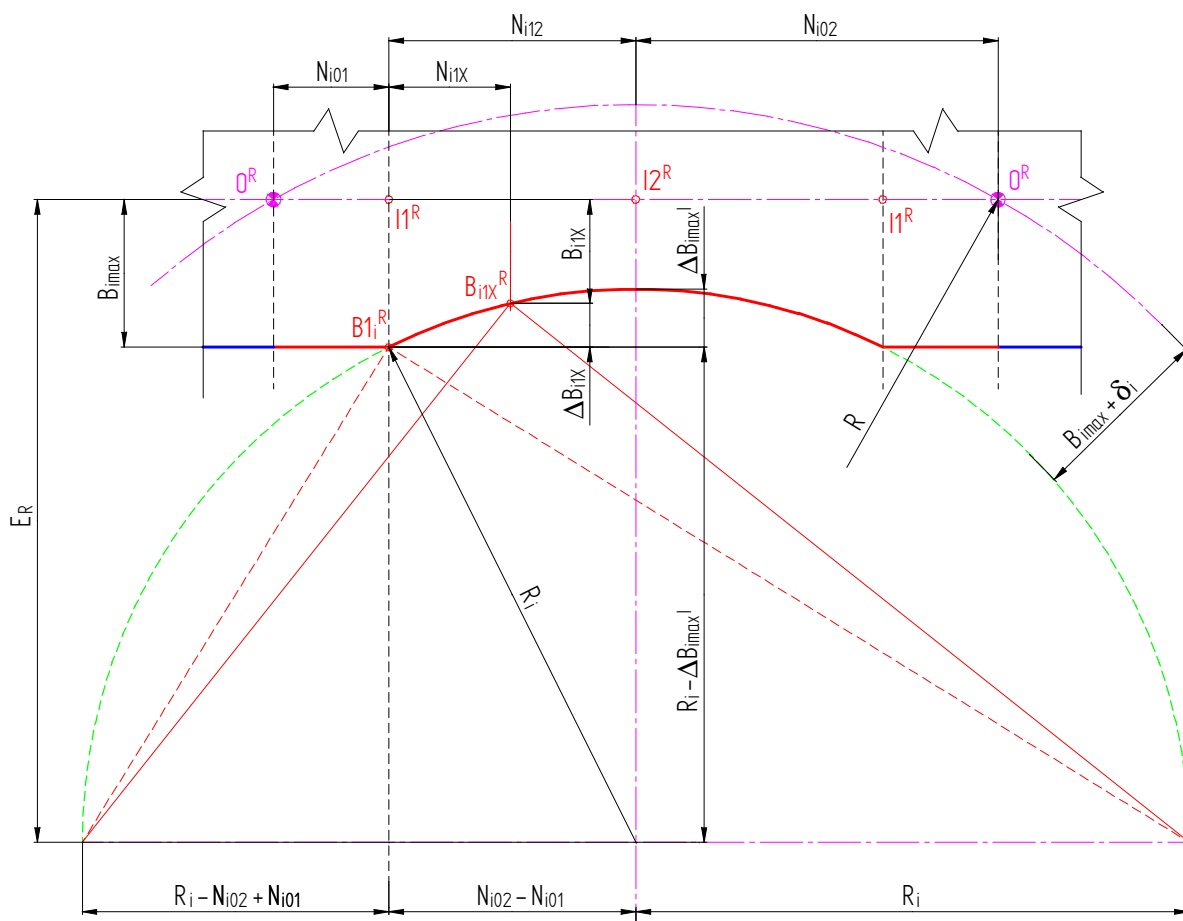
Po dosazení (5.5), (5.6), (5.10) do předešlého vztahu dostaneme

$$B_{i1X} = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{\left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - B_{i\max} \right)^2 - N_{i1X} [N_{i1X} + 2(N_{i02} - N_{i01})]}$$

a dalšími úpravami obdržíme přesný vztah pro stanovení šířky obrysu v obecném místě nacházejícím se mezi otočnými body $B_{i1X} = f(N_{i1X})$ dle metody A:

$$(B_{i1X})^A = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{\left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - B_{i\max} \right)^2 - N_{i1X}^2 + 2N_{i1X} \sqrt{N_{i02}^2 - \delta_i(2R - \delta_i) - 2B_{i\max} \left(R - \delta_i - \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \right)}}. \quad (5.12)$$

5.3 Charakteristika skříně vozidla mezi otočnými body - zjednodušená metoda B



Obr. 33 – Odvození referenční šířky skříně vozidla mezi otočnými body v důsledku postavení vozidla v oblouku se zjednodušením dle Euklidovy věty

Použité vztahy:

$$N_{i02} = N_{i01} + N_{i12} \Rightarrow N_{i12} = N_{i02} - N_{i01} \quad (5.13)$$

$$R^2 = E_R^2 + N_{i02}^2 \quad (5.14)$$

$$R_i = R - (B_{i\max} + \delta_i) \quad (5.15)$$

$$R_i^2 = (R_i - \Delta B_{i\max}^I)^2 + N_{i12}^2 \quad (5.16)$$

$$E_R = R_i - \Delta B_{i\max}^I + B_{i\max} \quad (5.17)$$

$$R_i^2 = (N_{i02} - N_{i01})^2 + (R_i - \Delta B_{i\max}^I)^2 \quad (5.18)$$

$$(R_i - \Delta B_{i\max}^I + \Delta B_{i1X})^2 = (R_i - N_{i02} + N_{i01} + N_{i1X}) \cdot (R_i + N_{i02} - N_{i01} - N_{i1X}) \quad (5.19)$$

5.3.1 Výpočet podélné vzdálenosti N_{i01} (přes $\Delta B_{i\max}^I$)

Neznámou $\Delta B_{i\max}^I$ lze získat upravením vztahu (5.16)

$$R_i^2 = N_{i12}^2 + R_i^2 - 2R_i \cdot \Delta B_{i\max}^I + (\Delta B_{i\max}^I)^2.$$

Následným zjednodušením výrazu $(\Delta B_{i \max}^I)^2 \rightarrow 0$ a dosazením (5.13), (5.15) do předešlého vztahu dostaneme

$$\Delta B_{i \max}^I = \frac{(N_{i02} - N_{i01})^2}{2(R - B_{i \max} - \delta_i)} \quad (5.20)$$

Neznámou $\Delta B_{i \max}^I$ lze také získat dosazením vztahů (5.15) do (5.17)

$$E_R = (R - B_{i \max} - \delta_i) - \Delta B_{i \max}^I + B_{i \max} \Rightarrow E_R = R - \delta_i - \Delta B_{i \max}^I.$$

Po dosazení předešlého vztahu do (5.14) a následné úpravě obdržíme

$$2R(\delta_i + \Delta B_{i \max}^I) = \delta_i^2 + 2\delta_i(\Delta B_{i \max}^I) + (\Delta B_{i \max}^I)^2 + N_{i02}^2.$$

Zjednodušením výrazu $(\Delta B_{i \max}^I)^2 \rightarrow 0$ a následnou úpravou získáme

$$\Delta B_{i \max}^I = \frac{\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2}{2(R - \delta_i)} \quad (5.21)$$

Neznámou N_{i01} lze získat dosazením vztahu (5.20) do (5.21)

$$\frac{(N_{i02} - N_{i01})^2}{2(R - B_{i \max} - \delta_i)} = \frac{\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2}{2(R - \delta_i)}$$

a následnými úpravami obdržíme

$$N_{i01}^2 + N_{i01}(-2N_{i02}) - \frac{R - B_{i \max} - \delta_i}{R - \delta_i} (\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2) + N_{i02}^2 = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou N_{i01} lze získat vztah

$$N_{i01} = N_{i02} - \sqrt{\left(1 - \frac{B_{i \max}}{R - \delta_i}\right) \cdot (\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2)}.$$

Zjednodušením výrazu $R - \delta_i \rightarrow 0$ dostaneme zkrácený vztah pro podélnou vzdálenost mezi otočnými body N_{i01} dle metody B:

$$\boxed{(N_{i01})^B = N_{i02} - \sqrt{\left(1 - \frac{B_{i \max}}{R}\right) \cdot (\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2)}} \quad (5.22)$$

5.3.2 Výpočet podélné vzdálenosti N_{i12} (přes N_{i01})

Po dosazení (5.13) do (5.22) dostaneme

$$N_{i12} = N_{i02} - \left[N_{i02} - \sqrt{\left(1 - \frac{B_{i \max}}{R}\right) \cdot (\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2)} \right].$$

Konečnou úpravou lze získat zkrácený vztah pro podélnou vzdálenost mezi otočnými body N_{i12} dle metody B:

$$\boxed{(N_{i12})^B = \sqrt{\left(1 - \frac{B_{i \max}}{R}\right) \cdot (\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2)}} \quad (5.23)$$

5.3.3 Výpočet šířky obrysu skříně B_{i1X} v obecném místě (přes ΔB_{i1X} a $\Delta B_{i\max}^I$)

Z Euklidovy věty lze získat vztah (5.19) pro výpočet ΔB_{i1X} , který lze následovně upravit:

$$\begin{aligned} (R_i + \Delta B_{i1X} - \Delta B_{i\max}^I)^2 &= [R_i + (N_{i01} + N_{i1X} - N_{i02})] \cdot [R_i - (N_{i01} + N_{i1X} - N_{i02})] \Rightarrow \\ \Rightarrow R_i^2 + 2R_i \cdot (\Delta B_{i1X} - \Delta B_{i\max}^I) + (\Delta B_{i1X} - \Delta B_{i\max}^I)^2 &= R_i^2 - (N_{i01} + N_{i1X} - N_{i02})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow 2R_i \cdot (\Delta B_{i1X} - \Delta B_{i\max}^I) + (\Delta B_{i1X})^2 - 2(\Delta B_{i1X} \cdot \Delta B_{i\max}^I) + (\Delta B_{i\max}^I)^2 + (N_{i01} + N_{i1X} - N_{i02})^2 &= 0 \end{aligned}$$

Zjednodušením předešlého vztahu o výrazy $(\Delta B_{i\max}^I)^2 \rightarrow 0$; $(\Delta B_{i1X})^2 \rightarrow 0$; $2(\Delta B_{i\max}^I \cdot \Delta B_{i1X}) \rightarrow 0$ a následnou úpravou dostaneme

$$\Delta B_{i1X} = \Delta B_{i\max}^I - \frac{(N_{i01} + N_{i1X} - N_{i02})^2}{2R_i} \quad (5.24)$$

Dosazením výrazů (5.15) a (5.20) do (5.24) a po následné úpravě získáme

$$\begin{aligned} \Delta B_{i1X} &= \frac{(N_{i02} - N_{i01})^2 - [(N_{i02} - N_{i01})^2 + 2(N_{i01} - N_{i02})N_{i1X} + N_{i1X}^2]}{2(R - B_{i\max} - \delta_i)} \Rightarrow \\ \Rightarrow \Delta B_{i1X} &= \frac{-2(N_{i01} - N_{i02})N_{i1X} - N_{i1X}^2}{2(R - B_{i\max} - \delta_i)} \end{aligned}$$

Po dosazení předcházejícího výrazu a (5.22) do $B_{i1X} = B_{i\max} - \Delta B_{i1X}$ obdržíme

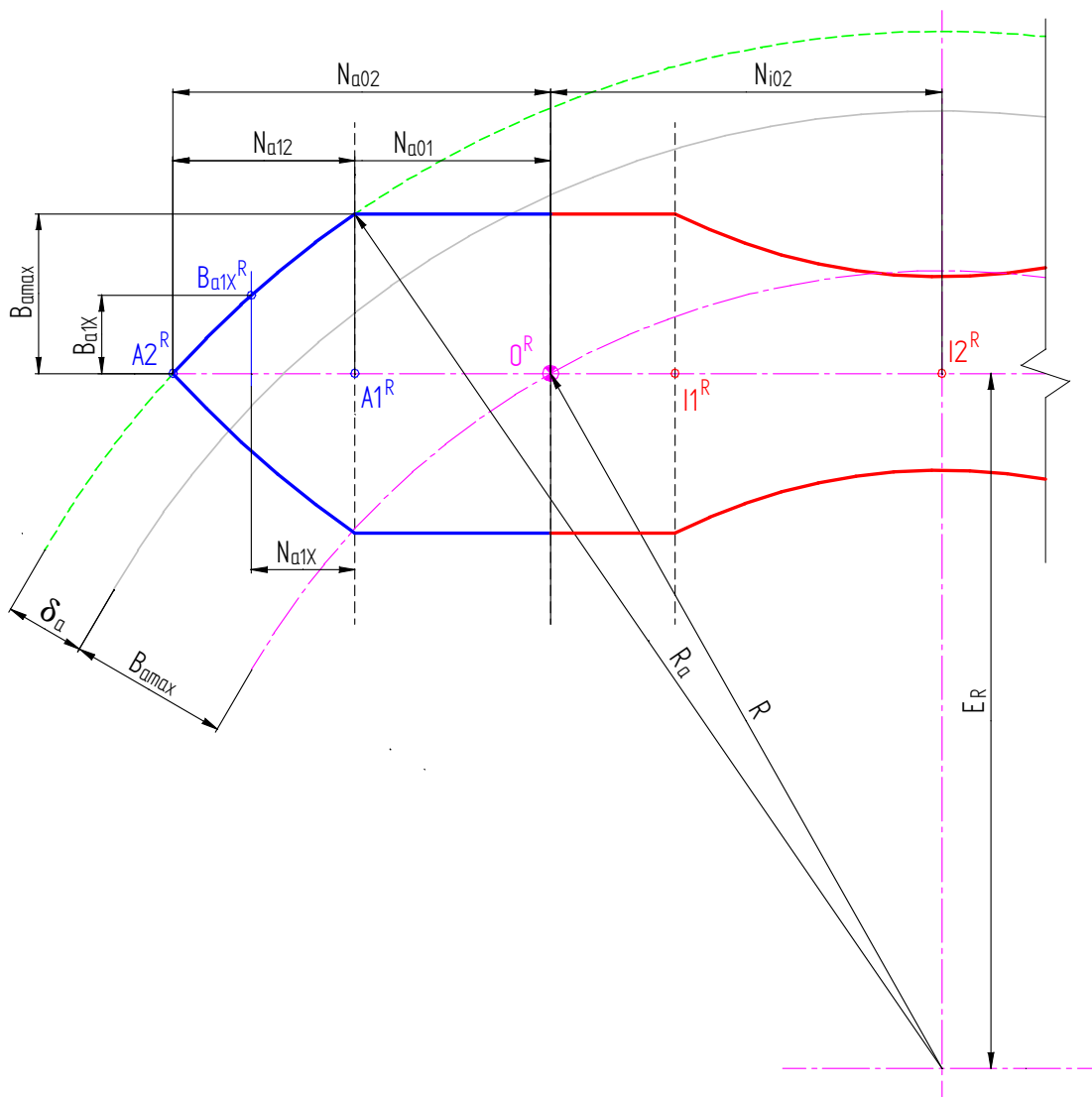
$$B_{i1X} = B_{i\max} - \frac{2N_{i1X} \sqrt{\left(1 - \frac{B_{i\max}}{R}\right) \cdot (\delta_i^2 - 2R \cdot \delta_i + N_{i02}^2)} - N_{i1X}^2}{2(R - B_{i\max} - \delta_i)}$$

Zjednodušením o výrazy $R - B_{i\max} - \delta_i \rightarrow R$; $\left(1 - \frac{B_{i\max}}{R}\right) \rightarrow 1$; $\delta_i^2 \rightarrow 0$ získáme zkrácený vztah

pro stanovení šířky obrysu v obecném místě nacházejícím se mezi otočnými body $B_{i1X} = f(N_{i1X})$ dle metody B:

$$\boxed{(B_{i1X})^B = B_{i\max} + N_{i1X}^2 \cdot \left(\frac{1}{2R}\right) - N_{i1X} \cdot \left(\frac{1}{R}\right) \cdot \sqrt{N_{i02}^2 - 2R \cdot \delta_i}} \quad (5.25)$$

5.4 Charakteristika skříně vozidla vně otočných bodů - přesná metoda A



Obr. 34 – Odvození referenční šířky skříně vozidla vně otočných bodů v důsledku postavení vozidla v oblouku bez dílčích zjednodušení

Použité vztahy:

$$N_{a02} = N_{a01} + N_{a12} \Rightarrow N_{a12} = N_{a02} - N_{a01} \quad (5.26)$$

$$R^2 = E_R^2 + N_{i02}^2 \Rightarrow E_R = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \quad (5.27)$$

$$R_a = R + (B_{amax} + \delta_a) \quad (5.28)$$

$$R_a^2 = (E_R + B_{amax})^2 + (N_{i02} + N_{a01})^2 \quad (5.29)$$

$$R_a^2 = (N_{i02} + N_{a02})^2 + E_R^2 \quad (5.30)$$

$$R_a^2 = (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2 + (E_R + B_{a1X})^2 \quad (5.31)$$

5.4.1 Výpočet podélné vzdálenosti N_{a01}

Po dosazení (5.27), (5.28) do (5.29) dostaneme

$$\begin{aligned} [R + (B_{a\max} + \delta_a)]^2 &= \left[\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} + B_{a\max} \right]^2 + (N_{i02} + N_{a01})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow R^2 + 2R(B_{a\max} + \delta_a) + (B_{a\max} + \delta_a)^2 &= R^2 - N_{i02}^2 - 2B_{a\max} \cdot \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} + B_{a\max}^2 + (N_{i02} + N_{a01})^2 \end{aligned}$$

a následnými úpravami obdržíme

$$N_{a01}^2 + N_{a01}(2N_{i02}) + 2B_{a\max} \left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - R - \delta_a \right) + \delta_a(2R + \delta_a) = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou N_{a01} získáme přesný vztah pro podélnou vzdálenost vně otočných bodů dle metody A:

$$(N_{a01})^A = \sqrt{N_{i02}^2 - 2B_{a\max} \left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - R - \delta_a \right) + \delta_a(2R + \delta_a)} - N_{i02}. \quad (5.32)$$

5.4.2 Výpočet podélné vzdálenosti N_{a12}

Po dosazení (5.27), (5.28) do (5.30) dostaneme

$$\begin{aligned} [R + (B_{a\max} + \delta_a)]^2 &= (N_{i02} + N_{a02})^2 + (R^2 - N_{i02}^2) \Rightarrow \\ \Rightarrow R^2 + 2R(B_{a\max} + \delta_a) + (B_{a\max} + \delta_a)^2 &= N_{i02}^2 + 2N_{i02} \cdot N_{a02} + N_{a02}^2 + (R^2 - N_{i02}^2) \end{aligned}$$

a následnými úpravami obdržíme

$$N_{a02}^2 + N_{a02}(2N_{i02}) - \delta_a^2 - 2\delta_a \cdot B_{a\max} - 2R \cdot \delta_a - 2R \cdot B_{a\max} - B_{a\max}^2 = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou N_{a02} získáme nejprve vztah pro celkovou délku:

$$N_{a02} = \sqrt{N_{i02}^2 + (\delta_a + B_{a\max})^2 + 2R(\delta_a + B_{a\max})} - N_{i02}. \quad (5.33)$$

Dále pak vztah (5.33) společně s (5.32) dosadíme do (5.26), jehož následnou úpravou dostaneme přesný vztah pro podélnou vzdálenost vně otočných bodů N_{a12} dle metody A.

$$(N_{a02})^A = \sqrt{N_{i02}^2 + (\delta_a + B_{a\max})^2 + 2R(\delta_a + B_{a\max})} - \sqrt{N_{i02}^2 - 2B_{a\max} \left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - R - \delta_a \right) + \delta_a(2R + \delta_a)}. \quad (5.34)$$

5.4.3 Výpočet šířky obrysu skříně B_{a1X} v obecném místě

Po dosazení (5.29) do (5.31) dostaneme

$$\begin{aligned} (N_{i02} + N_{a01})^2 + (E_R + B_{a\max})^2 &= (N_{i02} + N_{a01})^2 + 2N_{a1X} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) + N_{a1X}^2 + (E_R + B_{a1X})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow E_R^2 + 2E_R \cdot B_{a\max} + B_{a\max}^2 &= E_R^2 + 2E_R \cdot B_{a1X} + B_{a1X}^2 + 2N_{a1X} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) + N_{a1X}^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow B_{a1X}^2 + B_{a1X}(2E_R) + N_{a1X}^2 + 2N_{a1X} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) &- B_{a\max}^2 - 2E_R \cdot B_{a\max} = 0 \end{aligned}$$

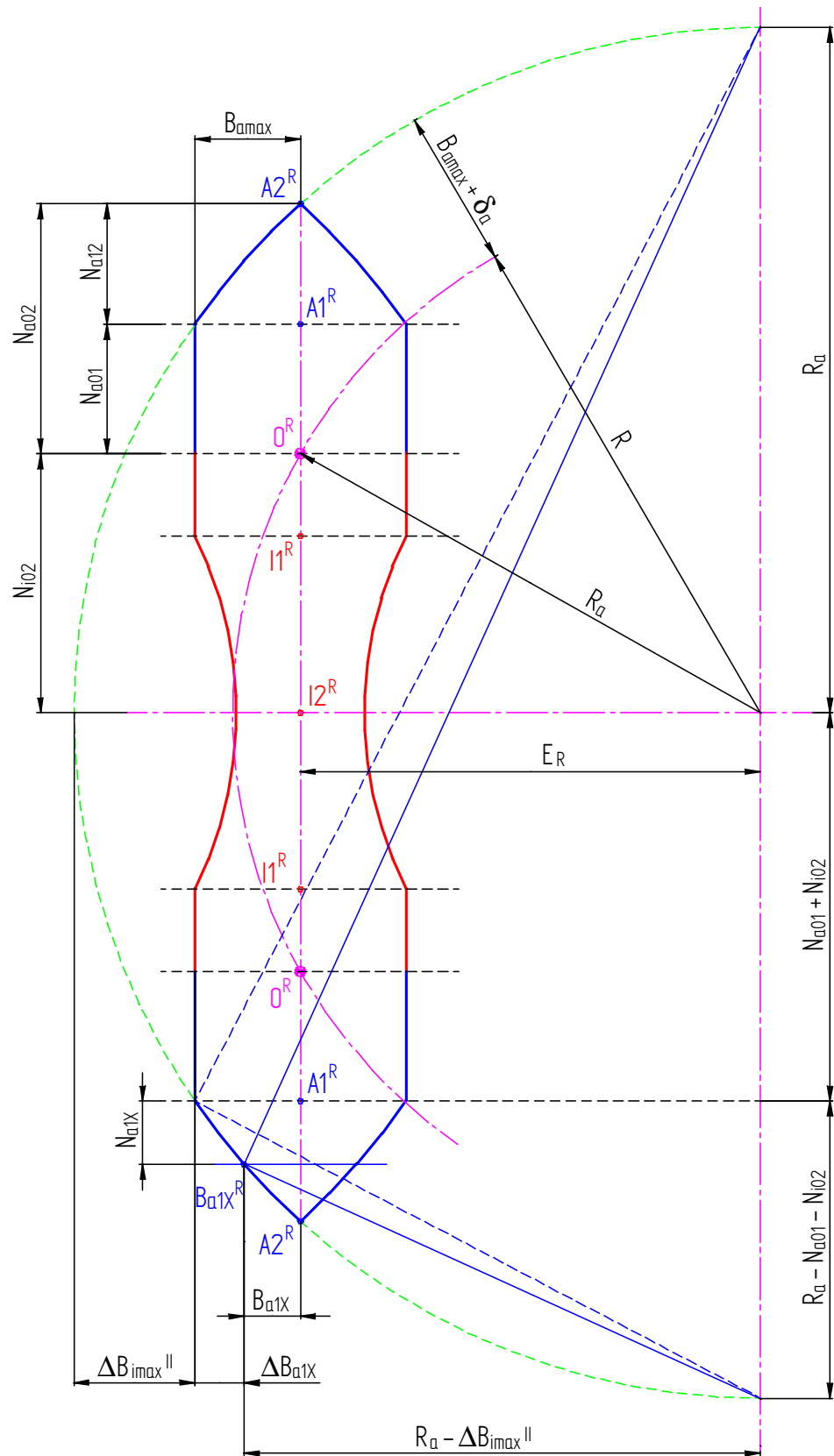
Řešením kvadratické rovnice pro neznámou B_{a1X} získáme vztah

$$B_{a1X} = \sqrt{(E_R + B_{a\max})^2 - N_{a1X}^2 - 2N_{a1X}(N_{i02} + N_{a01})} - E_R.$$

Po dosazení (5.27), (5.34) do předešlého vztahu obdržíme přesný vztah pro stanovení šířky obrysu v obecném místě nacházejícím se vně otočných bodů $B_{a1X} = f(N_{a1X})$ dle metody A:

$$(B_{a1X})^A = \sqrt{\left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} + B_{a\max} \right)^2 - N_{a1X}^2 - 2N_{a1X} \sqrt{N_{i02}^2 - 2B_{a\max} \left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - R - \delta_a \right) + \delta_a(\delta_a + 2R)} - \sqrt{R^2 - N_{i02}^2}} \quad (5.35)$$

5.5 Charakteristika skříňě vozidla vně otočných bodů – zjednodušená metoda B



Obr. 35 – Odvození referenční šířky skříňě vozidla vně otočných bodů v důsledku postavení vozidla v oblouku se zjednodušením dle Euklidovy věty

Použité vztahy:

$$N_{a02} = N_{a01} + N_{a12} \Rightarrow N_{a12} = N_{a02} - N_{a01} \quad (5.36)$$

$$R^2 = E_R^2 + N_{i02}^2 \quad (5.37)$$

$$R_a = R + (B_{a\max} + \delta_a) \quad (5.38)$$

$$R_a^2 = (R_a - \Delta B_{i\max}^{\prime\prime})^2 + (N_{i02} + N_{a01})^2 \quad (5.39)$$

$$R_a = E_R + \Delta B_{i\max}^{\prime\prime} + B_{a\max} \Rightarrow E_R = R_a - (\Delta B_{i\max}^{\prime\prime} + B_{a\max}) \quad (5.40)$$

$$R_a^2 = (N_{i02} + N_{a02})^2 + E_R^2 \quad (5.41)$$

$$(R_a - \Delta B_{i\max}^{\prime\prime} - \Delta B_{a1X})^2 = (R_a - N_{i02} - N_{a01} - N_{a1X}) \cdot (R_a + N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}) \quad (5.42)$$

5.5.1 Výpočet podélné vzdálenosti N_{a01} (přes $\Delta B_{i\max}^{\prime\prime}$)

Neznámou $\Delta B_{i\max}^{\prime\prime}$ lze získat upravením vztahu (5.39)

$$R_a^2 = (N_{i02} + N_{a01})^2 + R_a^2 - 2R_a \cdot \Delta B_{i\max}^{\prime\prime} + (\Delta B_{i\max}^{\prime\prime})^2.$$

Následným zjednodušením výrazu $(\Delta B_{i\max}^{\prime\prime})^2 \rightarrow 0$ a dosazením (5.38) do předešlého vztahu dostaneme

$$\Delta B_{i\max}^{\prime\prime} = \frac{(N_{i02} + N_{a01})^2}{2(R + B_{a\max} + \delta_a)}. \quad (5.43)$$

Neznámou $\Delta B_{i\max}^{\prime\prime}$ lze také získat dosazením vztahů (5.38) do (5.40)

$$E_R = R + B_{a\max} + \delta_a - \Delta B_{i\max}^{\prime\prime} - B_{a\max} \Rightarrow E_R = R + \delta_a - \Delta B_{i\max}^{\prime\prime}.$$

Po dosazení předešlého vztahu do (5.37) a následné úpravě obdržíme

$$2R \cdot \delta_a - 2R \cdot \Delta B_{i\max}^{\prime\prime} + \delta_a^2 - 2\delta_a \cdot \Delta B_{i\max}^{\prime\prime} + (\Delta B_{i\max}^{\prime\prime})^2 + N_{i02}^2 = 0.$$

Zjednodušením výrazu $(\Delta B_{i\max}^{\prime\prime})^2 \rightarrow 0$ a následnou úpravou získáme

$$\Delta B_{i\max}^{\prime\prime} = \frac{\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{i02}^2}{2(R + \delta_a)}. \quad (5.44)$$

Neznámou N_{a01} lze získat dosazením vztahu (5.43) do (5.44)

$$\frac{(N_{i02} + N_{a01})^2}{2(R + B_{a\max} + \delta_a)} = \frac{\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{a02}^2}{2(R - \delta_a)}$$

a následnými úpravami obdržíme

$$N_{a01}^2 + N_{a01}(2N_{i02}) - \frac{R + B_{a\max} + \delta_a}{R + \delta_a} (\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{i02}^2) + N_{i02}^2 = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou N_{a01} lze získat vztah

$$N_{a01} = \sqrt{\left(1 + \frac{B_{a\max}}{R + \delta_a}\right) \cdot (\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{i02}^2)} - N_{i02}.$$

Zjednodušením výrazu $R + \delta_a \rightarrow R$ dostaneme zkrácený vztah pro podélnou vzdálenost vně otočných bodů N_{a01} dle metody B:

$$\boxed{(N_{a01})^B = \sqrt{\left(1 + \frac{B_{a\max}}{R}\right) \cdot (\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{i02}^2)} - N_{i02}} \quad (5.45)$$

5.5.2 Výpočet podélné vzdálenosti N_{a12} (přes N_{a01})

Dosažením vztahů (5.33), (5.45) do (5.36) dostaneme

$$N_{a12} = \left[\sqrt{N_{i02}^2 + (\delta_a + B_{a\max})^2 + 2R(\delta_a + B_{a\max})} - N_{i02} \right] - \left[\sqrt{\left(1 + \frac{B_{a\max}}{R}\right) \cdot (\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{i02}^2)} - N_{i02} \right].$$

Konečnou úpravou lze získat zkrácený vztah pro podélnou vzdálenost vně otočných bodů N_{a12} dle metody B:

$$\boxed{(N_{a12})^B = \sqrt{N_{i02}^2 + (\delta_a + B_{a\max})^2 + 2R(\delta_a + B_{a\max})} - \sqrt{\left(1 + \frac{B_{a\max}}{R}\right) \cdot (\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{i02}^2)}} \quad (5.46)$$

5.5.3 Výpočet šířky obrysu skříně B_{1X} v obecném místě (přes ΔB_{a1X} a $\Delta B_{amax}''$)

Z Euklidovy věty lze získat vztah (5.42) pro výpočet ΔB_{a1X} , který lze následovně upravit:

$$\begin{aligned} [R_a - (\Delta B_{i\max}'' + \Delta B_{a1X})]^2 &= [R_a - (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})] \cdot [R_a + (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})] \Rightarrow \\ \Rightarrow R_a^2 - 2R_a \cdot (\Delta B_{i\max}'' + \Delta B_{a1X}) + (\Delta B_{i\max}'' + \Delta B_{a1X})^2 &= R_a^2 - (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow -2R_a \cdot \Delta B_{i\max}'' - 2R_a \cdot \Delta B_{a1X} + (\Delta B_{i\max}'' + \Delta B_{a1X})^2 + 2(\Delta B_{i\max}'' \cdot \Delta B_{a1X}) + (\Delta B_{a1X})^2 + (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2 &= 0 \end{aligned}$$

Zjednodušením předešlého vztahu o výrazy $(\Delta B_{amax}'')^2 \rightarrow 0$; $(\Delta B_{a1X})^2 \rightarrow 0$; $2(\Delta B_{amax}'' \cdot \Delta B_{a1X}) \rightarrow 0$ a následnou úpravou dostaneme

$$\Delta B_{a1X} = \frac{(N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2}{2R_a} - \Delta B_{i\max}'' \quad (5.47)$$

Dosažením výrazů (5.38) a (5.43) do (5.47) a po následné úpravě získáme

$$\begin{aligned} \Delta B_{a1X} &= \frac{[(N_{i02} + N_{a01})^2 + 2(N_{i02} + N_{a01})N_{a1X} + N_{a1X}^2] - (N_{i02} + N_{a01})^2}{2(R + B_{a\max} + \delta_a)} \Rightarrow \\ \Rightarrow \Delta B_{a1X} &= \frac{2(N_{i02} + N_{a01})N_{a1X} + N_{a1X}^2}{2(R + B_{a\max} + \delta_a)} \end{aligned}$$

Po dosažení předcházejícího výrazu a (5.45) do $B_{a1X} = B_{amax} - \Delta B_{a1X}$ obdržíme

$$B_{a1X} = B_{amax} - \frac{2N_{a1X} \sqrt{\left(1 + \frac{B_{a\max}}{R}\right) \cdot (\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{i02}^2)} + N_{a1X}^2}{2(R + B_{a\max} + \delta_a)}$$

Zjednodušením o výrazy $R + B_{a\max} + \delta_a \rightarrow R$; $\left(1 + \frac{B_{a\max}}{R}\right) \rightarrow 1$; $\delta_a^2 \rightarrow 0$ získáme zkrácený vztah pro stanovení šířky obrysu v obecném místě nacházejícím se vně otočných bodů $B_{a1X} = f(N_{a1X})$ dle metody B:

$$\boxed{(B_{a1X})^B = B_{a\max} - N_{a1X}^2 \cdot \left(\frac{1}{2R}\right) - N_{a1X} \cdot \left(\frac{1}{R}\right) \cdot \sqrt{N_{i02}^2 + 2R \cdot \delta_a}} \quad (5.48)$$

5.6 Další metody charakterizující šířku skříně vozidla vně otočných bodů

Výsledný vztah vycházející z metody A (přesný):

$$N_{a01} = \sqrt{N_{i02}^2 - 2B_{a\max} \left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - R - \delta_a \right) + \delta_a (2R + \delta_a) - N_{i02}} \quad (5.49)$$

5.6.1 Výpočet šířky obrysu skříně B_{a1X} v obecném místě – zjednodušená metoda C

Použité vzorce vycházející z metody B (zjednodušené):

$$R_a^2 = (R_a - \Delta B_{i\max}^{II})^2 + (N_{i02} + N_{a01})^2 \quad (5.50)$$

$$R_a = R + (B_{a\max} + \delta_a) \quad (5.51)$$

$$(R_a - \Delta B_{i\max}^{II} - \Delta B_{a1X})^2 = (R_a - N_{i02} - N_{a01} - N_{a1X}) \cdot (R_a + N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}) \quad (5.52)$$

Neznámou $\Delta B_{i\max}^{II}$ lze získat upravením vztahu (5.50)

$$R_a^2 = (N_{i02} + N_{a01})^2 + R_a^2 - 2R_a \cdot \Delta B_{i\max}^{II} + (\Delta B_{i\max}^{II})^2.$$

Následným zjednodušením výrazu $(\Delta B_{i\max}^{II})^2 \rightarrow 0$ a dostaneme

$$\Delta B_{i\max}^{II} = \frac{(N_{i02} + N_{a01})^2}{2R_a}. \quad (5.53)$$

Z Euklidovy věty lze získat vztah (5.52) pro výpočet ΔB_{a1X} , který lze následovně upravit:

$$\begin{aligned} [R_a - (\Delta B_{i\max}^{II} + \Delta B_{a1X})]^2 &= [R_a - (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})] \cdot [R_a + (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})] \Rightarrow \\ \Rightarrow R_a^2 - 2R_a \cdot (\Delta B_{i\max}^{II} + \Delta B_{a1X}) + (\Delta B_{i\max}^{II} + \Delta B_{a1X})^2 &= R_a^2 - (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow -2R_a \cdot \Delta B_{i\max}^{II} - 2R_a \cdot \Delta B_{a1X} + (\Delta B_{i\max}^{II})^2 + 2(\Delta B_{i\max}^{II} \cdot \Delta B_{a1X}) + (\Delta B_{a1X})^2 + (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2 &= 0 \end{aligned}$$

Zjednodušením předešlého vztahu o výrazy $(\Delta B_{i\max}^{II})^2 \rightarrow 0$; $(\Delta B_{i1X})^2 \rightarrow 0$; $2(\Delta B_{i\max}^{II} \cdot \Delta B_{i1X}) \rightarrow 0$

a následnou úpravou dostaneme

$$\Delta B_{a1X} = \frac{(N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2}{2R_a} - \Delta B_{i\max}^{II} \quad (5.54)$$

Dosažením výrazu (5.53) do (5.54) a po následné úpravě získáme

$$\begin{aligned} \Delta B_{a1X} &= \frac{[(N_{i02} + N_{a01})^2 + 2(N_{i02} + N_{a01})N_{a1X} + N_{a1X}^2] - (N_{i02} + N_{a01})^2}{2R_a} \Rightarrow \\ \Rightarrow \Delta B_{a1X} &= \frac{2(N_{i02} + N_{a01})N_{a1X} + N_{a1X}^2}{2R_a} \end{aligned}$$

Po dosažení předcházejícího výrazu, (5.49) a (5.51) do $B_{a1X} = B_{a\max} - \Delta B_{a1X}$ obdržíme

$$B_{a1X} = B_{a\max} - \frac{2N_{a1X} \sqrt{N_{i02}^2 - 2B_{a\max} \left[\sqrt{R^2 - N_{i02}^2 - (R + \delta_a)} \right] + \delta_a (\delta_a + 2R) + N_{a1X}^2}}{2(R + B_{a\max} + \delta_a)}$$

Zjednodušením o výrazy $R + B_{a\max} + \delta_a \rightarrow R$; $R + \delta_a \rightarrow R$; $2R + \delta_a \rightarrow 2R$ získáme upravený vztah pro stanovení šířky obrysu v obecném místě nacházejícím se vně otočných bodů $B_{a1X} = f(N_{a1X})$ dle metody C:

$$(B_{a1X})^C = B_{a\max} - N_{a1X}^2 \cdot \left(\frac{1}{2R} \right) - N_{a1X} \cdot \left(\frac{1}{R} \right) \cdot \sqrt{N_{i02}^2 - 2B_{a\max} \left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - R \right) + 2R \cdot \delta_a}. \quad (5.55)$$

5.6.2 Výpočet šířky obrysu skříně B_{a1X} v obecném místě – zjednodušená metoda D

Použité vzorce vycházející z metody B (zjednodušené):

$$R^2 = E_R^2 + N_{i02}^2 \Rightarrow E_R = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \quad (5.56)$$

$$R_a^2 = (E_R + B_{a\max})^2 + (N_{i02} + N_{a01})^2 \quad (5.57)$$

$$R_a^2 = (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X})^2 + (E_R + B_{a1X})^2 \quad (5.58)$$

Po dosazení (5.57) do (5.58) dostaneme

$$\begin{aligned} (N_{i02} + N_{a01})^2 + (E_R + B_{a\max})^2 &= (N_{i02} + N_{a01})^2 + 2N_{a1X} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) + N_{a1X}^2 + (E_R + B_{a1X})^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow E_R^2 + 2E_R \cdot B_{a\max} + B_{a\max}^2 &= E_R^2 + 2E_R \cdot B_{a1X} + B_{a1X}^2 + 2N_{a1X} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) + N_{a1X}^2 \Rightarrow \\ \Rightarrow B_{a1X}^2 + B_{a1X} (2E_R) + N_{a1X}^2 + 2N_{a1X} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) - B_{a\max}^2 - 2E_R \cdot B_{a\max} &= 0 \end{aligned}$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou B_{a1X} získáme vztah

$$B_{a1X} = \sqrt{(E_R + B_{a\max})^2 - N_{a1X}^2 - 2N_{a1X} (N_{i02} + N_{a01})} - E_R.$$

Po dosazení (5.49) a (5.56) do předešlého vztahu obdržíme upravený vztah pro stanovení šířky obrysu v obecném místě nacházejícím se vně otočných bodů $B_{a1X} = f(N_{a1X})$ dle metody D:

$$(B_{a1X})^D = \sqrt{\left(\sqrt{R^2 - N_{i02}^2} + B_{a\max} \right)^2 - N_{a1X}^2 - 2N_{a1X} \sqrt{\left(1 + \frac{B_{a\max}}{R} \right) \cdot (\delta_a^2 + 2R \cdot \delta_a + N_{a1X}^2)}} - \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \quad (5.59)$$

6 Stanovení vlivu vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku

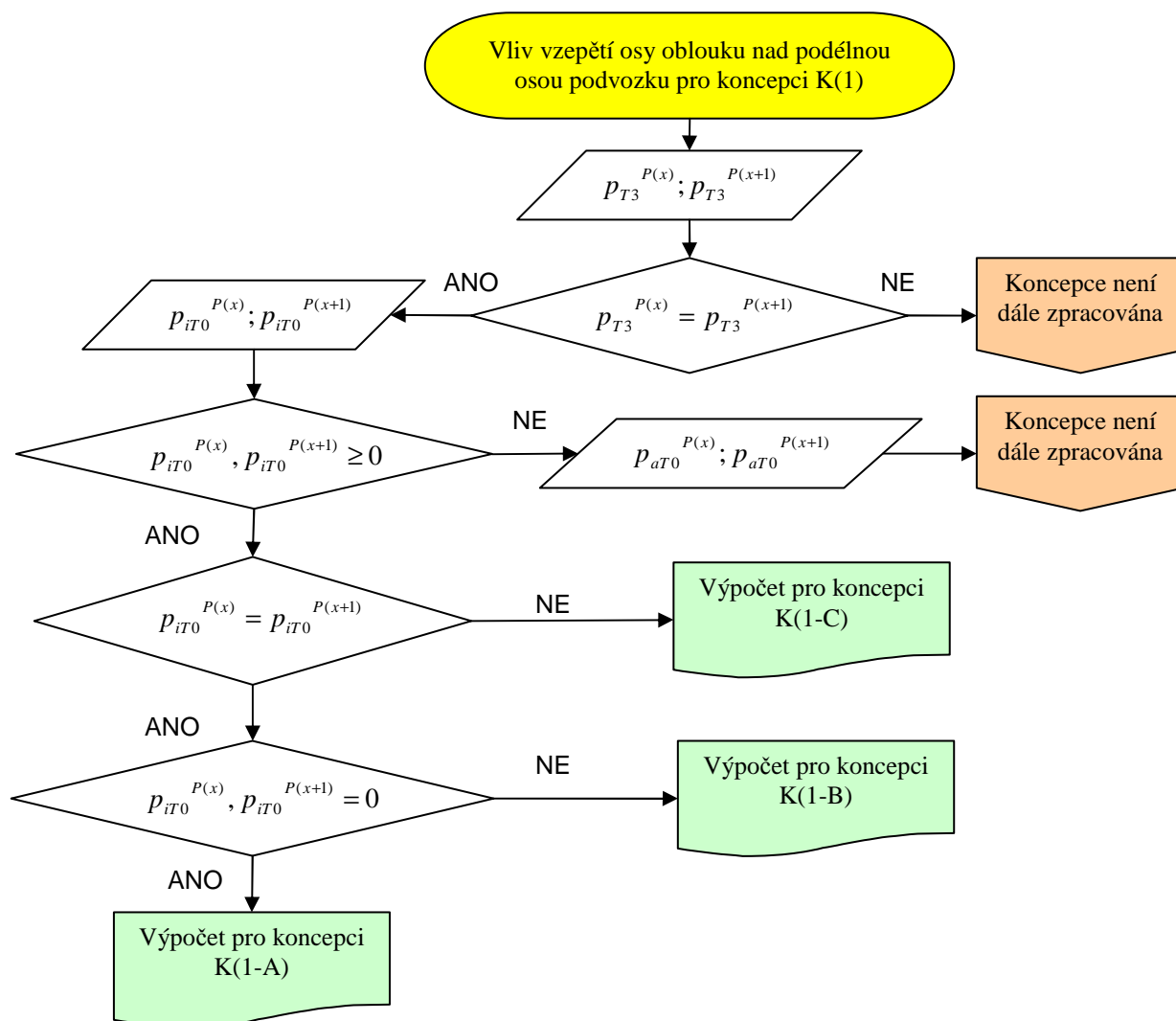
Pro stanovení obrysu vozidel, které jsou tvořeny skříněmi uloženými na otočných podvozcích, je nutné zohlednit vliv vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku. Tím se změní **tzv. skutečná poloha** (označena červenou barvou) osy skříně vůči **tzv. referenční poloze**, u níž se tento vliv neuvažuje (označena modrou barvou).

Toto posunutí má vliv na sledované parametry:

Vzepětí osy oblouku nad otočným bodem podvozku

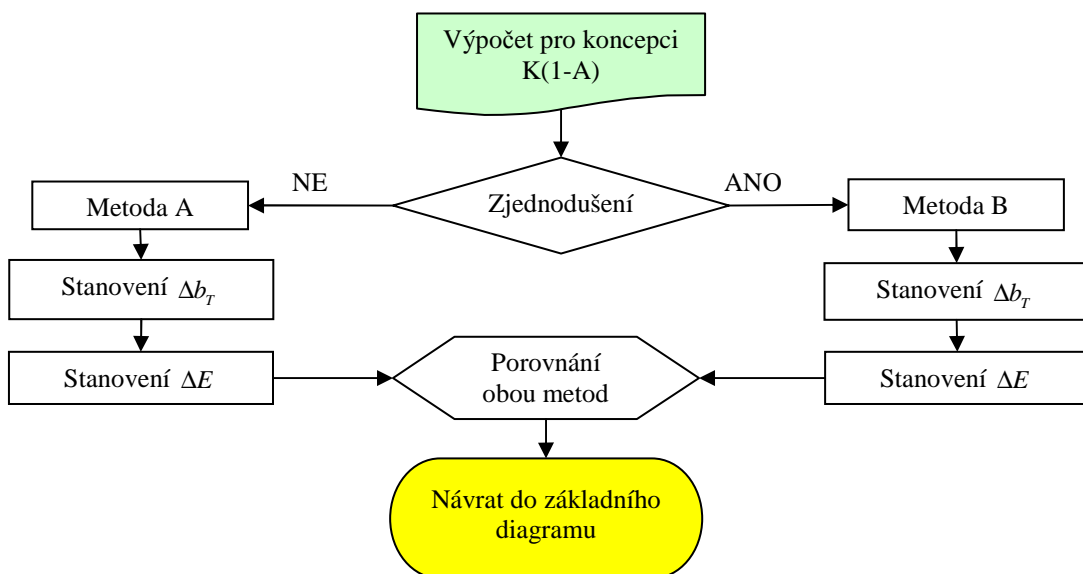
Posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy

Obecně lze říci, že každý z uvedených parametrů se vztahuje pouze pro oblast příslušného podvozku. Následující podkapitoly lépe přibližují 3 specifické polohy, odpovídající koncepcím uložení skříně, pro něž je typický stejný rozvor užitých podvozku. Vzhledem k tomu, že je u konstrukci vozidel obecná snaha používat podvozky jednotného typu se stejnými rozměry, není dále rozvíjena možnost užití podvozků rozdílných parametrů, které se užívají jen ve specifických případech.



Obr. 36 – Orientační diagram popisující rozdělení do jednotlivých koncepcí typu K(1), pro něž jsou stanoveny specifické výpočty změny šířky obrysu

d) Uložení skříně koncepce K(1-A) (viz kapitola 6.1)

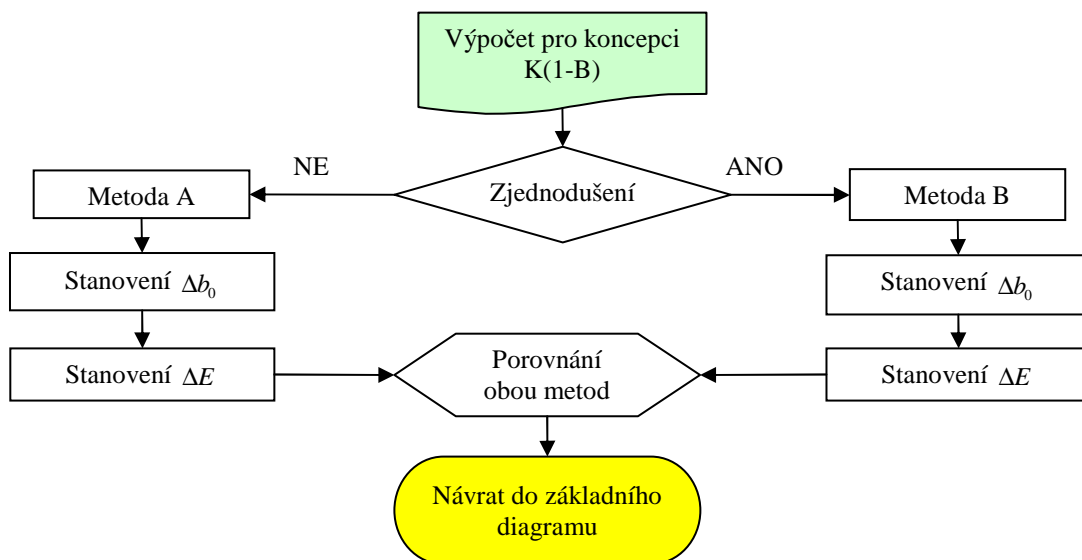


Obr. 37 – Orientační diagram popisující výpočty změny šířky obrysu pro koncepci K(1-A)

Jedná se o nejjzákladnější typ, kdy otočné body vozidla leží přímo v ose obou podvozků. Z důvodu souměrnosti obou částí uložení v podvozku lze všechny popisované veličiny vztáhnout na celou skříň vozu. Z tohoto důvodu se v této kapitole nerozlišuje příslušnost k danému podvozku horními indexy $P(x)$ a $P(x+1)$. V takovém případě vyjadřuje vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku neznámá Δb_T a při průjezdu obloukem se osa v celé délce skříně posune o stejnou vzdálenost směrem ke středu oblouku ΔE . Referenční a skutečná poloha osy skříně jsou navzájem rovnoběžné.

Z hlediska zjednodušení výpočtu je možné úhly mezi příčnou osou skříně a otočným bodem (úhly α_R a α_S) brát za totožné, a zároveň se i bod $T^{S'}$ přibližuje k bodu O^S . Z tohoto důvodu je možné brát rozměry Δb_T a ΔE za přibližně stejně velké (tj. $\Delta b_T \cong \Delta E$).

e) Uložení skříně koncepce K(1-B) (viz kapitola.6.2)



Obr. 38 – Orientační diagram popisující výpočty změny šířky obrysu pro koncepci K(1-B)

V tomto typu uspořádání jsou otočné excentricky uloženy od osy obou podvozků, kdy obou případech jedná o stejnou vzdálenost p_{iT0} ⁴⁾. Vzhledem k této souměrnosti lze i v tomto případě všechny popisované veličiny vztáhnout na celou skříň (tj. v označování se nevyskytují horní indexy

$P(x)$ a $P(x+1)$). V takovém případě vyjadřuje míru vzepětí osy oblouku nad otočným bodem neznámá Δb_0 ⁵⁾. Podobně jako u předchozího případu se při průjezdu obloukem osa skříně posouvá směrem ke středu oblouku o vzdálenost ΔE . Lze však konstatovat, že její absolutní hodnota bude vždy menší nežli u koncepcí K(1-A)⁶⁾. Referenční a skutečná poloha osy skříně jsou navzájem rovnoběžné.

Z provozního hlediska je pak zajímavé uložení, kdy se otočný bod nachází přímo v ose nápravy (příp. nápravnice) pro něž platí $|p_{iT0}| = |p_{T3}|$. V takovém případě činí posunutí $\Delta E = 0$ a poloha skutečné osy je totožná s osou referenční, a zároveň ji lze u této koncepce považovat za mezní. V porovnání s ostatními polohami skříně lze říci, že nedochází ke změně obrysu vlivem vzepětí osy oblouku nad osou podvozku.

U jistých uspořádání opravdu může dojít k posunutí otočného bodu do vzdálenosti, kdy $|p_{iT0}| > |p_{T3}|$. V takovém případě je vzdálenost $\Delta E < 0$ a osa vozové skříně se posouvá směrem od středu poloměru oblouku. Nicméně toto uspořádání skříně již spadá do koncepce K(2).

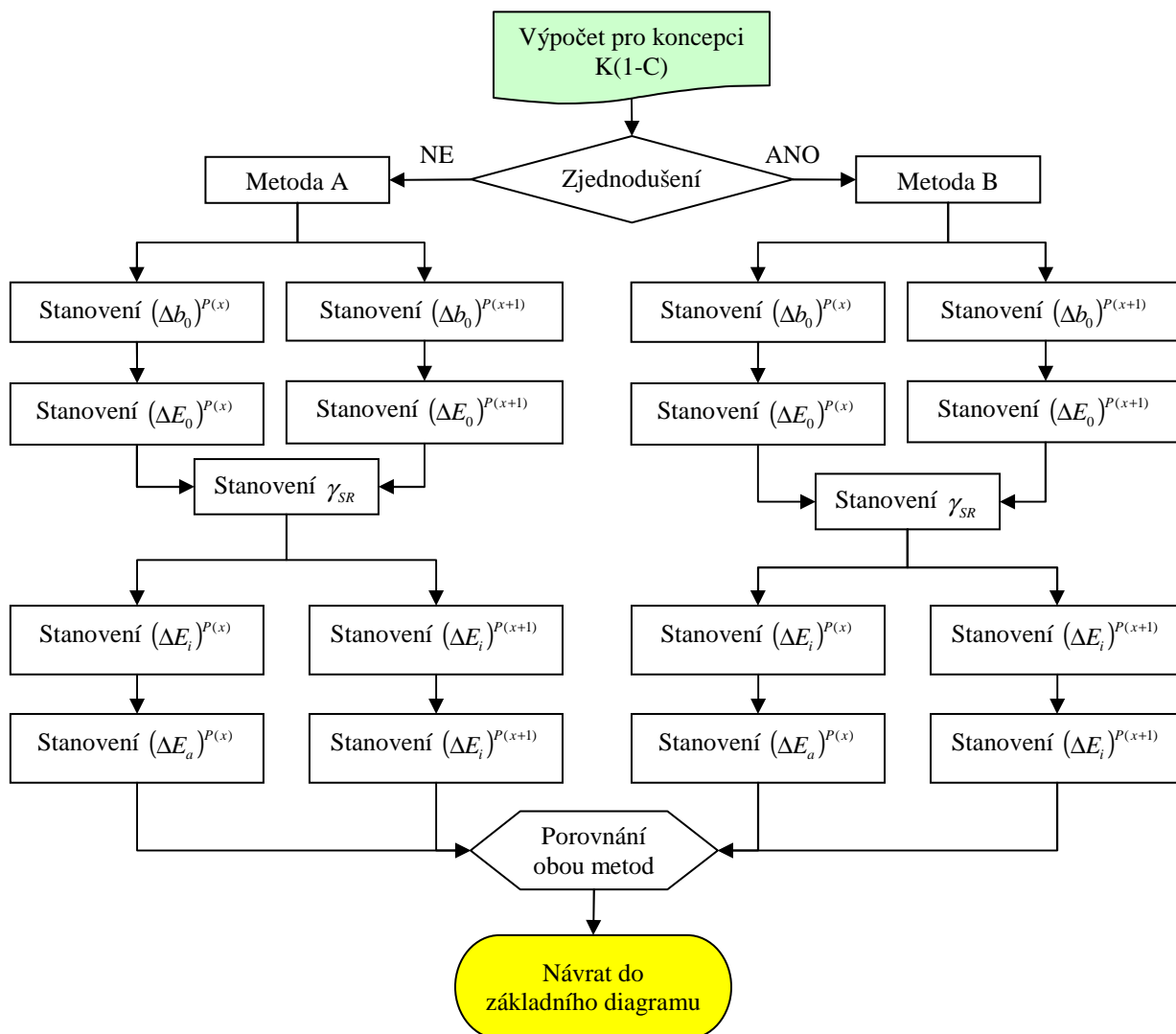
Z hlediska zjednodušení výpočtu je možné úhly mezi příčnou osou skříně a otočným bodem (úhly α_R a α_S) brát za totožné, a zároveň se i bod $O^{S'} \rightarrow O^R$. Z tohoto důvodu je možné brát rozměry Δb_0 a ΔE za přibližně stejně velké (tj. $\Delta b_0 \cong \Delta E$).

⁴⁾ Analogicky lze uvažovat i vzdálenost p_{aT0} (směřující vně od středu podvozku), avšak ta z pohledu současných uspořádání nemá příliš význam. V případě potřeby je pak možné zavést $p_{aT0} = -p_{iT0}$.

⁵⁾ Míru vzepětí lze popsat jako kolmou vzdálenost mezi tečnami procházejícími body O^S a $O^{S'}$. Vzhledem k blízké poloze bodů O^S a O^R lze toto posunutí zanedbat.

⁶⁾ Respektive záporná při užití $-p_{iT0}$. V případě, že $p_{iT0} = 0$, se jedná o koncepci K(1-A).

f) Uložení skříňé koncepce K(1-C) (viz kapitola 6.3)



Obr. 39 – Orientační diagram popisující výpočty změny šířky obrysu pro koncepci K(1-B)

Jedná se o uspořádání v nejobecnějším významu, kdy jsou osy skutečné a referenční polohy vzájemně natočeny o jistý úhel γ_{SR} . Z tohoto důvodu je nutné u jednotlivých rozměrů, resp. bodů specifikovat podvozek užitím horních indexů $P(x)$ a $P(x+1)$. Otočné body u obou podvozků jsou excentricky uloženy od jejich středů a jsou vyjádřeny vzdálenostmi $(p_{iT0})^{P(x)}$, $(p_{iT0})^{P(x+1)}$ ⁷⁾. V tomto

⁷⁾ Analogicky lze uvažovat i vzdálenosti $(p_{aT0})^{P(x)}$, $(p_{aT0})^{P(x+1)}$ (směřující vně od středu podvozku), avšak ta z pohledu současných uspořádání nemá příliš význam. V případě potřeby je pak možné zavést $(p_{aT0})^{P(x)} = (-p_{iT0})^{P(x)}$, resp. $(p_{aT0})^{P(x+1)} = (-p_{iT0})^{P(x+1)}$.

případě je nutné pro každou oblast stanovit míru vzepětí osy oblouku nad otočným čepem příslušného podvozku $(\Delta b_0)^{P(x)}$, $(\Delta b_0)^{P(x+1)}$ ⁸⁾.

Vzhledem k natočení skutečné a referenční polohy je nutné nejprve stanovit posunutí v bodech otočných čepů $(\Delta E_0)^{P(x)}$ a $(\Delta E_0)^{P(x+1)}$, z nichž lze stanovit charakteristický úhel γ_{SR} . Ze shodnosti trojúhelníků se následně zjistí zúžení v obecné poloze:

nacházející se v prostoru vně otočných čepů jako $(\Delta E_a)^{P(x)} = f(N_{a0X}^{P(x)})$, resp.
 $(\Delta E_a)^{P(x+1)} = f(N_{a0X}^{P(x+1)})$.

nacházející se v prostoru mezi otočnými čepy jako $(\Delta E_i)^{P(x)} = f(N_{i0X}^{P(x)})$, resp.
 $(\Delta E_i)^{P(x+1)} = f(N_{i0X}^{P(x+1)})$.

Geometrický model popsany na *Obr. 42* ukazuje, že vlivem úhlu γ_{SR} se vzdálenost otočných bodů skutečné skříně (*červená barva*) vůči vzdálenosti otočných bodů referenční polohy $2N_{i02}$ (*modrá barva*) mírně prodloužila. Vzhledem k tomu, že v nejnepříznivější poloze ⁹⁾ rozdíl činí přibližně 0,5% z teoretické délky $2N_{i02}$, lze toto prodloužení zanedbat.

Z hlediska zjednodušení výpočtu je možné úhly mezi příčnou osou skříně a otočným bodem (úhly α_R , $(\alpha_S)^{P(x)}$ a $(\alpha_S)^{P(x+1)}$) brát za totožné, a zároveň se i bod $(O^{S'})^{P(x)} \rightarrow (O^R)^{P(x)}$, $(O^{S'})^{P(x+1)} \rightarrow (O^R)^{P(x+1)}$. Z tohoto důvodu je možné brát rozměry $(\Delta b_0)^{P(x)}$ a $(\Delta E)^{P(x)}$, resp. $(\Delta b_0)^{P(x+1)}$ a $(\Delta E)^{P(x+1)}$ za přibližně stejně velké, z čehož vyplývá, že $(\Delta b_0)^{P(x)} \cong (\Delta E)^{P(x)}$, resp. $(\Delta b_0)^{P(x+1)} \cong (\Delta E)^{P(x+1)}$.

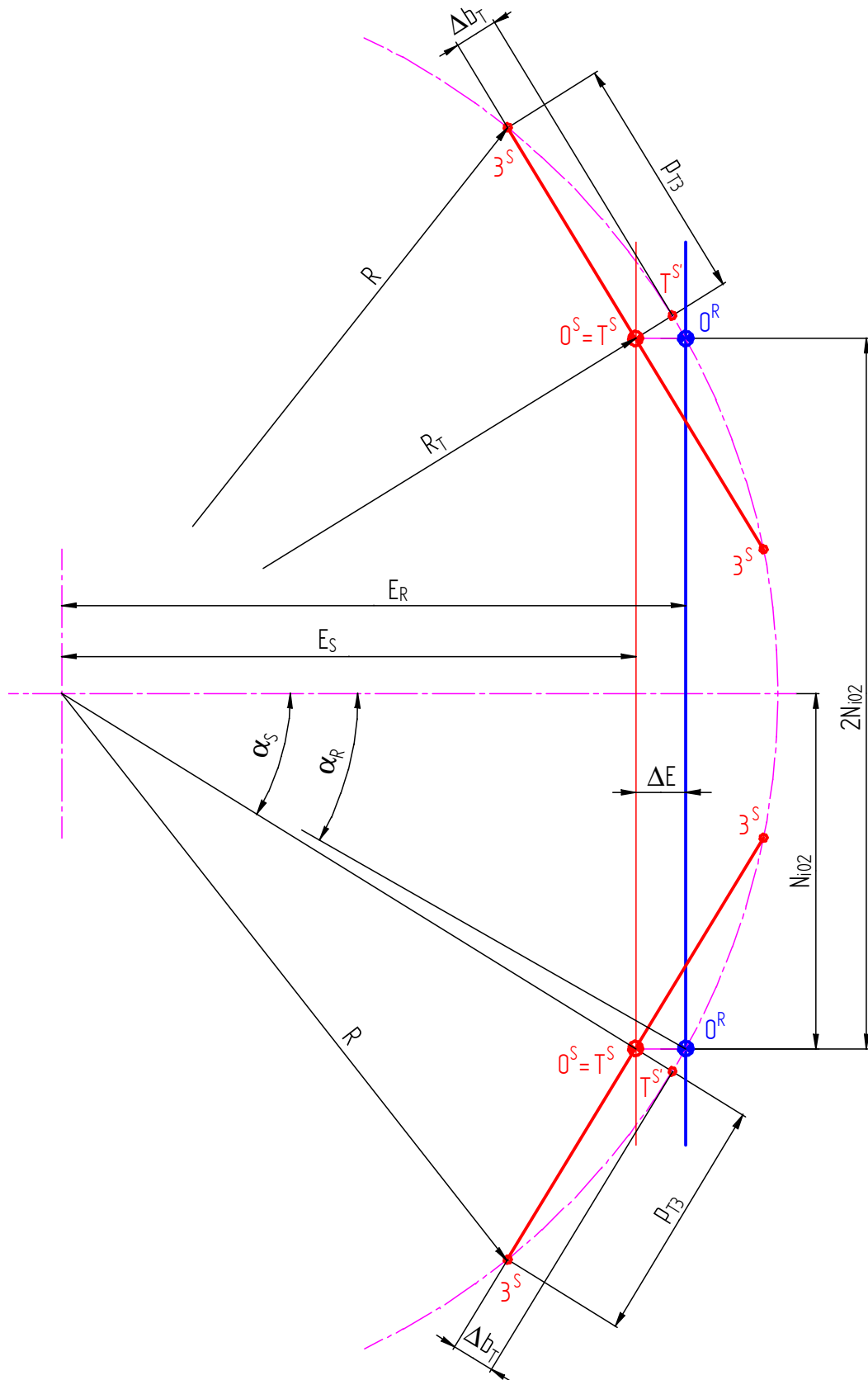
Všechny výpočty koncepce K(1) (bez ohledu na bližší klasifikaci) jsou rozděleny dle způsobu výpočtu na **metodu A** a **B**. Metoda A dává geometricky přesný význam jednotlivých výrazů, u nichž se žádný z těchto vlivů nezanedbává. U metody B jsou se objevují různá zjednodušení vycházející jak z geometrie (především zanedbání kvadrátů dílčích rozměrů), tak i samotná aplikace výpočtu (viz. předchozí rozdělení).

V závěrečné části (viz. kapitola **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**) jsou uvedena vzájemná porovnání obou metod i oblast rozsahu, v jakém je možné zjednodušenou metodu B použít a dále pak porovnání zúžení skříně pro vozidla s jistými nezávislými parametry.

⁸⁾ Míru vzepětí lze popsat jako kolmou vzdálenost mezi tečnami procházejícími body $(O^S)^{P(x)}$ a $(O^{S'})^{P(x)}$, resp. $(O^S)^{P(x+1)}$ a $(O^{S'})^{P(x+1)}$. Vzhledem k blízké poloze bodů $(O^S)^{P(x)}$ a $(O^{S'})^{P(x)}$, resp. $(O^S)^{P(x+1)}$ a $(O^{S'})^{P(x+1)}$ lze toto posunutí zanedbat.

⁹⁾ Jedná se o polohu, kdy je jeden otočný bod umístěn v ose podvozku např. $(p_{i70})^{P(x)} = 0$ a druhý v ose nápravy (resp. nápravnice) např. $(p_{i70})^{P(x+1)} = (p_{T3})^{P(x+1)}$.

6.1 Změna šířky obrysu pro skříň koncepcí K(1-A)



Obr. 40 – Odvození zúžení šířky obrysu skříň v důsledku vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku pro koncepci K(1-A)

Použité vztahy:

$$R_T = R - \Delta b_T \quad (6.1)$$

$$R^2 = R_T^2 + p_{T3}^2 \Rightarrow R_T^2 = R^2 - p_{T3}^2 \quad (6.2)$$

$$E_R^2 = R^2 - N_{i02}^2 \Rightarrow E_R = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \quad (6.3)$$

$$E_S^2 = R_T^2 - N_{i02}^2 \Rightarrow E_S = \sqrt{R_T^2 - N_{i02}^2} \quad (6.4)$$

$$\Delta E = E_R - E_S \quad (6.5)$$

6.1.1 Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – přesná metoda A

6.1.1.1 Výpočet vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku Δb_T

Dosazením vztahu (6.1) do (6.2) obdržíme

$$R^2 = (R - \Delta b_T)^2 + p_{T3}^2 \Rightarrow \Delta b_T^2 + \Delta b_T \cdot (-2R) + p_{T3}^2 = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou Δb_T lze získat výsledný vztah pro vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku stanovený dle metody A

$$\boxed{(\Delta b_T)^A = R - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2}} \quad (6.6)$$

6.1.1.2 Výpočet posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy ΔE

Po dosazení vztahů (6.2), (6.3), (6.4) do (6.5) dostaneme výsledný vztah pro výpočet posunutí podélné osy vozidla ΔE dle metody A

$$\boxed{(\Delta E)^A = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2}} \quad (6.7)$$

6.1.2 Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – zjednodušená metoda B

6.1.2.1 Výpočet vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku Δb_T

Dosazením vztahu (6.1) do (6.2) obdržíme

$$R^2 = (R - \Delta b_T)^2 + p_{T3}^2 \Rightarrow \Delta b_T^2 + \Delta b_T \cdot (-2R) + p_{T3}^2 = 0.$$

Zjednodušením výrazu $(\Delta b_T)^2 \rightarrow 0$ a následnou úpravou získáme výsledný vztah pro vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku Δb_T stanovený dle metody B

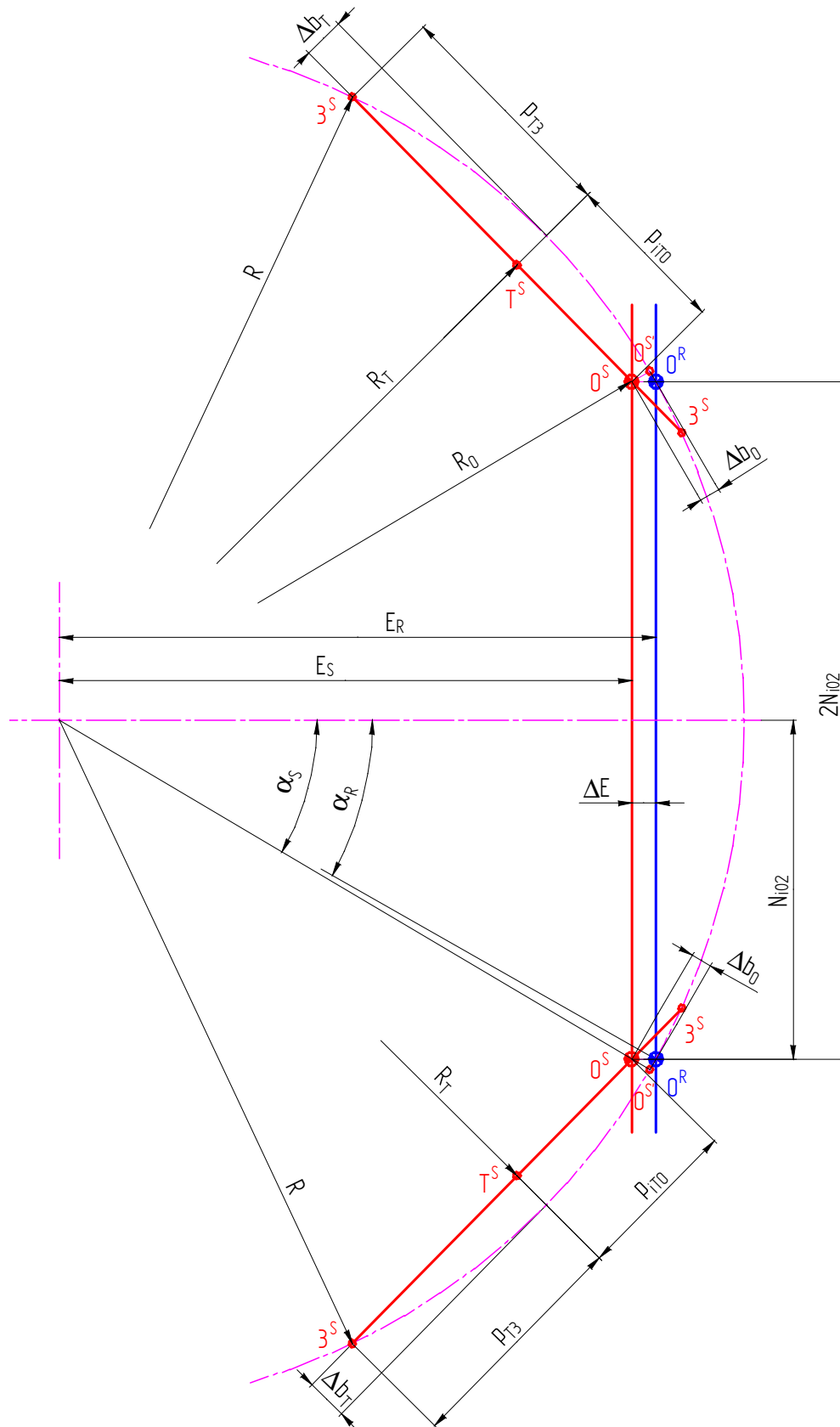
$$\boxed{(\Delta b_T)^B = \frac{p_{T3}^2}{2R}} \quad (6.8)$$

6.1.2.2 Výpočet posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy ΔE

Na základě zjednodušení výrazu $\Delta E \rightarrow \Delta b_T$ a jeho dosazením do (6.8) dostaneme zkrácený vztah pro výpočet posunutí podélné osy vozidla ΔE dle metody B

$$\boxed{(\Delta E)^B = \frac{p_{T3}^2}{2R}} \quad (6.9)$$

6.2 Změna šířky obrysu pro skřínĚ koncepce K(1-B)



Obr. 41 – Odvození zúžení šířky obrysu skřínĚ v důsledku vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku pro koncepci K(1-B)

Použité vztahy:

$$R_0 = R - \Delta b_0 \quad (6.10)$$

$$R^2 = R_T^2 + p_{T3}^2 \Rightarrow R_T^2 = R^2 - p_{T3}^2 \quad (6.11)$$

$$R_0^2 = R_T^2 + p_{iT0}^2 \quad (6.12)$$

$$E_R^2 = R^2 - N_{i02}^2 \Rightarrow E_R = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \quad (6.13)$$

$$E_S^2 = R_0^2 - N_{i02}^2 \Rightarrow E_S = \sqrt{R_0^2 - N_{i02}^2} \quad (6.14)$$

$$\Delta E = E_R - E_S \quad (6.15)$$

6.2.1 Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – přesná metoda A

6.2.1.1 Výpočet vzepětí osy oblouku nad otočným bodem podvozku Δb_0

Po dosazení vztahů (6.10), (6.11) do (6.12) obdržíme

$$(R - \Delta b_0)^2 = R^2 - p_{T3}^2 + p_{iT0}^2 \Rightarrow \Delta b_0^2 + \Delta b_0 \cdot (-2R) + p_{T3}^2 - p_{iT0}^2 = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou Δb_0 lze získat výsledný vztah pro vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku stanovený dle metody A

$$\boxed{(\Delta b_0)^A = R - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 + p_{iT0}^2}}. \quad (6.16)$$

6.2.1.2 Výpočet posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy ΔE

Dosazením vztahů (6.11), (6.12), (6.13), (6.14) do (6.15) obdržíme výsledný vztah pro výpočet posunutí podélné osy vozidla ΔE dle metody A

$$\boxed{(\Delta E)^A = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + p_{iT0}^2}}. \quad (6.17)$$

6.2.2 Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – zjednodušená metoda B

6.2.2.1 Výpočet vzepětí osy oblouku nad otočným bodem podvozku Δb_0

Po dosazení vztahů (6.10), (6.11) do (6.12) obdržíme

$$R^2 = (R - \Delta b_0)^2 + p_{T3}^2 - p_{iT0}^2 \Rightarrow \Delta b_0^2 + \Delta b_0 \cdot (-2R) + p_{T3}^2 - p_{iT0}^2 = 0.$$

Zjednodušením výrazu $(\Delta b_0)^2 \rightarrow 0$ a následnou úpravou získáme zjednodušený vztah pro vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku Δb_0 stanovený dle metody B

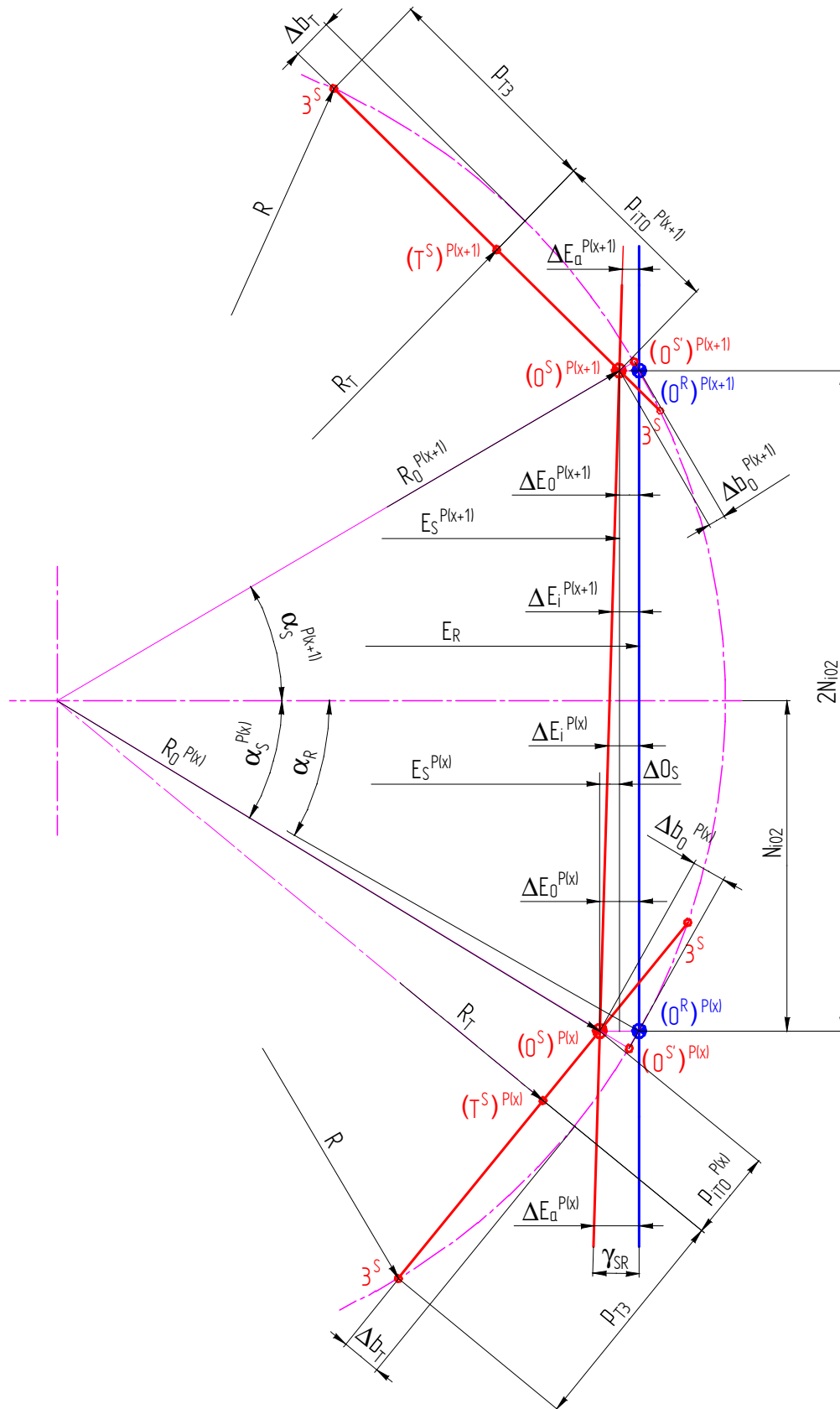
$$\boxed{(\Delta b_0)^B = \frac{p_{T3}^2 - p_{iT0}^2}{2R}}. \quad (6.18)$$

6.2.2.2 Výpočet posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy ΔE

Na základě zjednodušení výrazu $\Delta E \rightarrow \Delta b_0$ a jeho dosazením do (6.18) dostaneme zkrácený vztah pro výpočet posunutí podélné osy vozidla ΔE dle metody B

$$\boxed{(\Delta E)^B = \frac{p_{T3}^2 - p_{iT0}^2}{2R}}. \quad (6.19)$$

6.3 Změna šířky obrysu pro skříně koncepce K(1-C)



Obr. 42 – Odvození zúžení šířky obrysu skříně v důsledku vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku pro koncepci K(1-C)

Použité vztahy:

$$R_0^{P(x)} = R - \Delta b_0^{P(x)}, R_0^{P(x+1)} = R - \Delta b_0^{P(x+1)} \quad (6.20)$$

$$R^2 = R_T^2 + p_{T3}^2 \Rightarrow R_T^2 = R^2 - p_{T3}^2 \quad (6.21)$$

$$\left(R_0^{P(x)}\right)^2 = R_T^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2, \left(R_0^{P(x+1)}\right)^2 = R_T^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2 \quad (6.22)$$

$$E_R^2 = R^2 - N_{i02}^2 \Rightarrow E_R = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} \quad (6.23)$$

$$\left(E_S^{P(x)}\right)^2 = R_0^2 - N_{i02}^2 \Rightarrow E_S^{P(x)} = \sqrt{\left(R_0^{P(x)}\right)^2 - N_{i02}^2}, \quad (6.24)$$

$$\left(E_S^{P(x+1)}\right)^2 = R_0^2 - N_{i02}^2 \Rightarrow E_S^{P(x+1)} = \sqrt{\left(R_0^{P(x+1)}\right)^2 - N_{i02}^2}$$

$$\Delta E_0^{P(x)} = E_R - E_S^{P(x)}, \Delta E_0^{P(x+1)} = E_R - E_S^{P(x+1)} \quad (6.25)$$

$$\Delta O_S = \Delta E_0^{P(x)} - \Delta E_0^{P(x+1)} \quad (6.26)$$

$$tg \gamma_{SR} = \frac{\Delta O_S}{2N_{i02}} \quad (6.27)$$

$$tg \gamma_{SR} = \frac{\Delta O_S}{2N_{i02}} = \frac{\Delta E_a^{P(x)} - \Delta E_O^{P(x+1)}}{2N_{i02} + N_{a0X}^{P(x)}}, tg \gamma_{SR} = \frac{\Delta O_S}{2N_{i02}} = \frac{\Delta E_a^{P(x+1)} - \Delta E_O^{P(x)}}{2N_{i02} + N_{a0X}^{P(x+1)}} \quad (6.28)$$

$$tg \gamma_{SR} = \frac{\Delta O_S}{2N_{i02}} = \frac{\Delta E_i^{P(x)} - \Delta E_O^{P(x+1)}}{2N_{i02} - N_{i0X}^{P(x)}}, tg \gamma_{SR} = \frac{\Delta O_S}{2N_{i02}} = \frac{\Delta E_i^{P(x+1)} - \Delta E_O^{P(x)}}{2N_{i02} - N_{i0X}^{P(x+1)}} \quad (6.29)$$

6.3.1 Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – přesná metoda A

6.3.1.1 Výpočet vzepětí osy oblouku nad otočným bodem podvozku $\Delta b_0^{P(x)}$; $\Delta b_0^{P(x+1)}$

Po dosazení vztahů (6.20) a (6.21) do (6.22) obdržíme

$$\left(R - \Delta b_0^{P(x)}\right)^2 = R^2 - p_{T3}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2 \Rightarrow \left(\Delta b_0^{P(x)}\right)^2 + \Delta b_0^{P(x)} \cdot (-2R) - \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2 + p_{T3}^2 = 0.$$

Řešením kvadratické rovnice pro neznámou $\Delta b_0^{P(x)}$ lze získat výsledný vztah pro vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku $P(x+1)$ stanovený dle metody A

$$\boxed{\left(\Delta b_0^{P(x)}\right)^A = R - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}} \quad (6.30)$$

Analogickým způsobem lze stanovit i neznámou $\Delta b_0^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$

$$\boxed{\left(\Delta b_0^{P(x+1)}\right)^A = R - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2}} \quad (6.31)$$

6.3.1.2 Výpočet posunutí čepu vozidla od jeho referenční polohy $\Delta E_0^{P(x)}$, resp. $\Delta E_0^{P(x+1)}$

Dosazením vztahů (6.21), (6.22), (6.23), (6.24) do (6.25) obdržíme výsledný vztah pro výpočet posunutí podélné osy vozidla $\Delta E_0^{P(x)}$ pro podvozek $P(x)$ určený metodou A

$$\boxed{\left(\Delta E_0^{P(x)}\right)^A = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}} \quad (6.32)$$

Obdobným způsobem lze určit i neznámou $\Delta E_o^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$

$$\left(\Delta E_o^{P(x+1)}\right)^A = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2} \quad (6.33)$$

6.3.1.3 Výpočet podélného úhlu mezi referenční a skutečnou polohou skříně γ_{SR}

Po dosazení (6.32), (6.33) do (6.26) lze získat

$$\Delta O_S = \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}$$

a následným dosazením předešlého vztahu do (6.27) obdržíme

$$\text{tg } \gamma_{SR} = \frac{\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}}{2N_{i02}}$$

Pro malé úhly lze vztah (6.27) zjednodušit $\text{tg } \gamma_{SR} \rightarrow \gamma_{SR}$ a následným zjednodušením předešlého lze získat výsledný vztah pro úhel γ_{SR} stanovující míru odklonu skutečné a referenční podélné osy skříně dle metody A

$$\left(\gamma_{SR}\right)^A = \frac{\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}}{2N_{i02}} \quad (6.34)$$

6.3.1.4 Výpočet obecného posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy v oblasti vně otočných čepů $\Delta E_a^{P(x)} = f(N_{a0X}^{P(x)})$, resp. $\Delta E_a^{P(x+1)} = f(N_{a0X}^{P(x+1)})$

Upravením vztahu (6.28) a dosazením (6.26) obdržíme

$$\Delta E_a^{P(x)} = \left(\frac{2N_{i02} + N_{a0X}^{P(x)}}{2N_{i02}}\right) \cdot \left(\Delta E_o^{P(x)} - \Delta E_o^{P(x+1)}\right) + \Delta E_o^{P(x+1)}$$

Následným dosazením (6.32), (6.33) do předešlého vztahu dostaneme

$$\Delta E_a^{P(x)} = \left(1 + \frac{N_{a0X}^{P(x)}}{2N_{i02}}\right) \cdot \left[\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}\right] + \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2}$$

a dalšími úpravami získáme výsledný vztah pro výpočet obecného posunutí podélné osy vozidla v oblasti vně otočných čepů $\Delta E_a^{P(x)}$ v závislosti na podélné délce $N_{a0X}^{P(x)}$ dle metody A

$$\left(\Delta E_a^{P(x)}\right)^A = \frac{N_{a0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \left[\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}\right] + \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2} \quad (6.35)$$

Obdobným způsobem lze určit i neznámou $\Delta E_a^{P(x+1)}$ v závislosti na podélné délce $N_{a0X}^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$

$$\left(\Delta E_a^{P(x+1)}\right)^A = \frac{N_{a0X}^{P(x+1)}}{2N_{i02}} \left[\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2}\right] + \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2} \quad (6.36)$$

6.3.1.5 Výpočet obecného posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy v oblasti mezi otočnými čepy $\Delta E_i^{P(x)} = f(N_{i0X}^{P(x)})$, resp. $\Delta E_i^{P(x+1)} = f(N_{i0X}^{P(x+1)})$

Upravením vztahu (6.29) a dosazením (6.26) obdržíme

$$\Delta E_i^{P(x)} = \left(\frac{2N_{i02} + N_{i0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \right) \cdot (\Delta E_O^{P(x)} - \Delta E_O^{P(x+1)}) + \Delta E_O^{P(x+1)}.$$

Následným dosazením (6.32), (6.33) do předešlého vztahu dostaneme

$$\Delta E_i^{P(x)} = \left(1 - \frac{N_{i0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \right) \cdot \left[\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x+1)})^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x)})^2} \right] +$$

$$+ \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x+1)})^2}$$

a dalšími úpravami získáme výsledný vztah pro výpočet obecného posunutí podélné osy vozidla v oblasti mezi otočnými čepy $\Delta E_i^{P(x)}$ v závislosti na podélné délce $N_{i0X}^{P(x)}$ dle metody A

$$\left(\Delta E_i^{P(x)} \right)^A = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x)})^2} -$$

$$- \frac{N_{i0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \left[\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x+1)})^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x)})^2} \right]. \quad (6.37)$$

Obdobným způsobem lze určit i neznámou $\Delta E_i^{P(x+1)}$ v závislosti na podélné délce $N_{i0X}^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$

$$\left(\Delta E_i^{P(x+1)} \right)^A = \sqrt{R^2 - N_{i02}^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x+1)})^2} -$$

$$- \frac{N_{i0X}^{P(x+1)}}{2N_{i02}} \left[\sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x)})^2} - \sqrt{R^2 - p_{T3}^2 - N_{i02}^2 + (p_{iT0}^{P(x+1)})^2} \right]. \quad (6.38)$$

6.3.2 Jednotlivé charakteristiky pro zúžení – zjednodušená metoda B

6.3.2.1 Výpočet vzepětí osy oblouku nad otočným bodem podvozku $\Delta b_0^{P(x)}$; $\Delta b_0^{P(x+1)}$

Po dosazení vztahů (6.20) a (6.21) do (6.22) obdržíme

$$\left(R - \Delta b_0^{P(x)}\right)^2 = R^2 - p_{T3}^2 + \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2 \Rightarrow \left(\Delta b_0^{P(x)}\right)^2 + \Delta b_0^{P(x)} \cdot (-2R) - \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2 + p_{T3}^2 = 0.$$

Zjednodušením výrazu $\left(\Delta b_0^{P(x)}\right)^2 \rightarrow 0$ a následnou úpravou získáme zjednodušený vztah pro vzepětí osy oblouku nad podélnou osou podvozku $P(x+1)$ $\Delta b_0^{P(x)}$ stanovený metodou B

$$\boxed{\left(\Delta b_0^{P(x)}\right)^B = \frac{p_{T3}^2 - \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}{2R}}. \quad (6.39)$$

Analogickým způsobem lze stanovit i neznámou $\Delta p_i^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$.

$$\boxed{\left(\Delta b_0^{P(x+1)}\right)^B = \frac{p_{T3}^2 - \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2}{2R}}. \quad (6.40)$$

6.3.2.2 Výpočet posunutí čepu vozidla od jeho referenční polohy $\Delta E_0^{P(x)}$, resp. $\Delta E_0^{P(x+1)}$

Na základě zjednodušení výrazu $\Delta E_0^{P(x)} \rightarrow \Delta b_0^{P(x)}$ a jeho dosazením do (6.39) dostaneme zkrácený vztah pro výpočet posunutí podélné osy vozidla $\Delta E_0^{P(x)}$ dle metody B

$$\boxed{\left(\Delta E_0^{P(x)}\right)^B = \frac{p_{T3}^2 - \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}{2R}}. \quad (6.41)$$

Podobně stanovíme i neznámou $\Delta E_0^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$.

$$\boxed{\left(\Delta E_0^{P(x+1)}\right)^B = \frac{p_{T3}^2 - \left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2}{2R}}. \quad (6.42)$$

6.3.2.3 Výpočet podélného úhlu mezi referenční a skutečnou polohou skříně γ_{SR}

Dosazením vztahů (6.41), (6.42) do (6.26) a po dílčích úpravách dostaneme

$$\Delta O_S = \left(\frac{1}{2R}\right) \cdot \left[\left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2 - \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2\right].$$

Následným dosazením předešlého vztahu do (6.27) obdržíme

$$tg \gamma_{SR} = \frac{\left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2 - \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}{4R \cdot N_{i02}}.$$

Pro malé úhly lze vztah (6.27) zjednodušit $tg \gamma_{SR} \rightarrow \gamma_{SR}$ a následným zjednodušením předešlého lze získat zjednodušený vztah pro úhel γ_{SR} stanovující míru odklonu skutečné a referenční podélné osy skříně dle metody B

$$\boxed{\left(\gamma_{SR}\right)^B = \frac{\left(p_{iT0}^{P(x+1)}\right)^2 - \left(p_{iT0}^{P(x)}\right)^2}{4R \cdot N_{i02}}}. \quad (6.43)$$

6.3.2.4 Výpočet obecného posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy v oblasti vně otočných čepů $\Delta E_a^{P(x)} = f(N_{a0X}^{P(x)})$, resp. $\Delta E_a^{P(x+1)} = f(N_{a0X}^{P(x+1)})$

Upravením vztahu (6.28) a dosazením (6.26) obdržíme

$$\Delta E_a^{P(x)} = \left(\frac{2N_{i02} + N_{a0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \right) \cdot (\Delta E_o^{P(x)} - \Delta E_o^{P(x+1)}) + \Delta E_o^{P(x+1)}.$$

Následným dosazením (6.41), (6.42) do předešlého vztahu dostaneme

$$\Delta E_a^{P(x)} = \left(1 + \frac{N_{a0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \right) \cdot \left[\frac{(p_{iT0}^{P(x+1)})^2 - (p_{iT0}^{P(x)})^2}{2R} \right] + \frac{p_{T3}^2 - (p_{iT0}^{P(x+1)})^2}{2R}$$

a dalšími úpravami získáme zkrácený vztah pro výpočet obecného posunutí podélné osy vozidla v oblasti vně otočných čepů $\Delta E_a^{P(x)}$ v závislosti na podélné délce $N_{a0X}^{P(x)}$ dle metody B

$$\left(\Delta E_a^{P(x)} \right)^B = N_{a0X}^{P(x)} \left[\frac{(p_{iT0}^{P(x+1)})^2 - (p_{iT0}^{P(x)})^2}{4R \cdot N_{i02}} \right] + \frac{p_{T3}^2 - (p_{iT0}^{P(x)})^2}{2R}. \quad (6.44)$$

Obdobným způsobem lze určit i neznámou $\Delta E_a^{P(x+1)}$ v závislosti na podélné délce $N_{a0X}^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$.

$$\left(\Delta E_a^{P(x+1)} \right)^B = N_{a0X}^{P(x+1)} \left[\frac{(p_{iT0}^{P(x)})^2 - (p_{iT0}^{P(x+1)})^2}{4R \cdot N_{i02}} \right] + \frac{p_{T3}^2 - (p_{iT0}^{P(x+1)})^2}{2R}. \quad (6.45)$$

6.3.2.5 Výpočet obecného posunutí skutečné polohy vozidla od její referenční polohy v oblasti mezi otočnými čepy $\Delta E_i^{P(x)} = f(N_{i0X}^{P(x)})$, resp. $\Delta E_i^{P(x+1)} = f(N_{i0X}^{P(x+1)})$

Upravením vztahu (6.29) a dosazením (6.26) obdržíme

$$\Delta E_i^{P(x)} = \left(\frac{2N_{i02} + N_{i0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \right) \cdot (\Delta E_o^{P(x)} - \Delta E_o^{P(x+1)}) + \Delta E_o^{P(x+1)}.$$

Následným dosazením (6.41), (6.42) do předešlého vztahu dostaneme

$$\Delta E_i^{P(x)} = \left(1 - \frac{N_{i0X}^{P(x)}}{2N_{i02}} \right) \cdot \left[\frac{(p_{iT0}^{P(x+1)})^2 - (p_{iT0}^{P(x)})^2}{2R} \right] + \frac{p_{T3}^2 - (p_{iT0}^{P(x+1)})^2}{2R}$$

a dalšími úpravami získáme zjednodušený vztah pro výpočet obecného posunutí podélné osy vozidla v oblasti mezi otočnými čepy $\Delta E_i^{P(x)}$ v závislosti na podélné délce $N_{i0X}^{P(x)}$ dle metody B

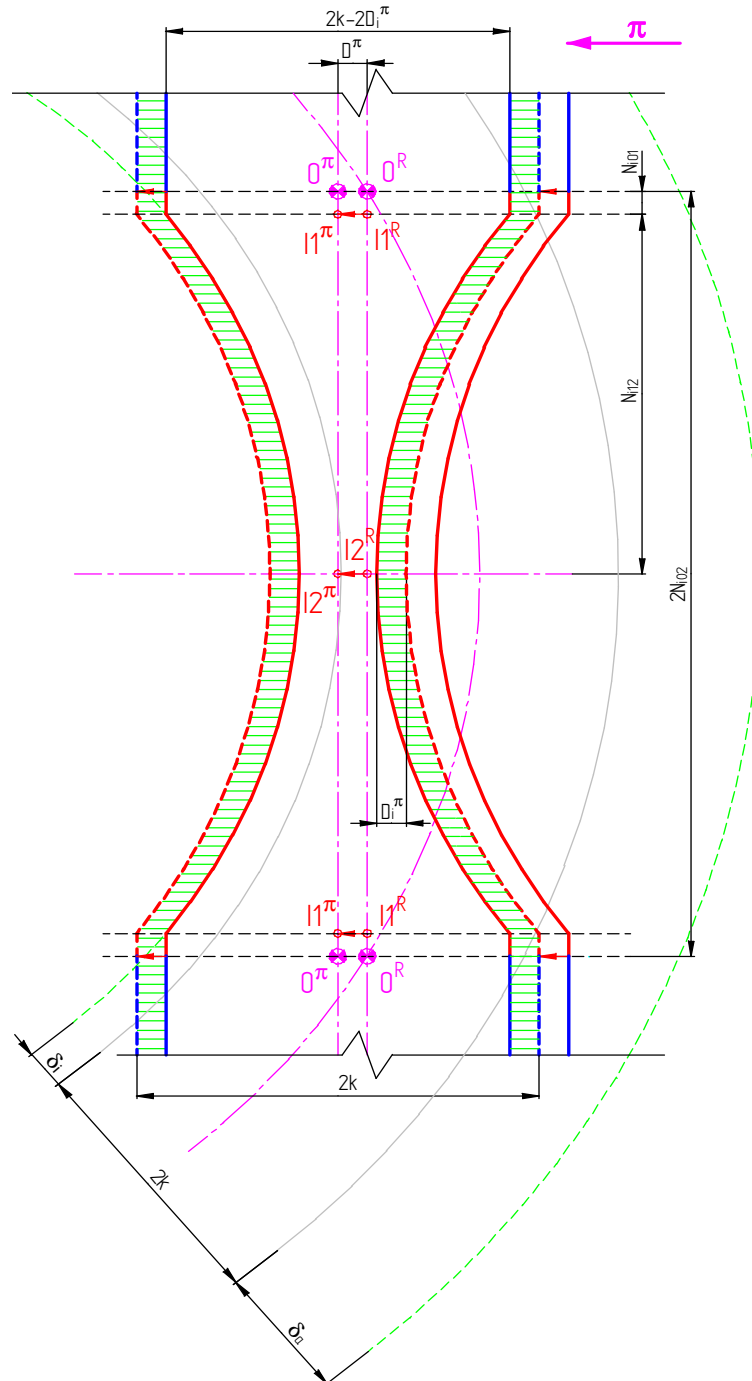
$$\left(\Delta E_i^{P(x)} \right)^B = \frac{p_{T3}^2 - (p_{iT0}^{P(x)})^2}{2R} - N_{i0X}^{P(x)} \left[\frac{(p_{iT0}^{P(x+1)})^2 - (p_{iT0}^{P(x)})^2}{4R \cdot N_{i02}} \right]. \quad (6.46)$$

Obdobným způsobem lze určit i neznámou $\Delta E_i^{P(x+1)}$ v závislosti na podélné délce $N_{i0X}^{P(x+1)}$ pro protější podvozek $P(x+1)$

$$\left(\Delta E_i^{P(x+1)} \right)^B = \frac{p_{T3}^2 - (p_{iT0}^{P(x+1)})^2}{2R} - N_{i0X}^{P(x+1)} \left[\frac{(p_{iT0}^{P(x)})^2 - (p_{iT0}^{P(x+1)})^2}{4R \cdot N_{i02}} \right]. \quad (6.47)$$

7 Vliv příčných vůlí na obrys vozidla

7.1 Stanovení příčných vůlí pro oblast mezi otočnými body



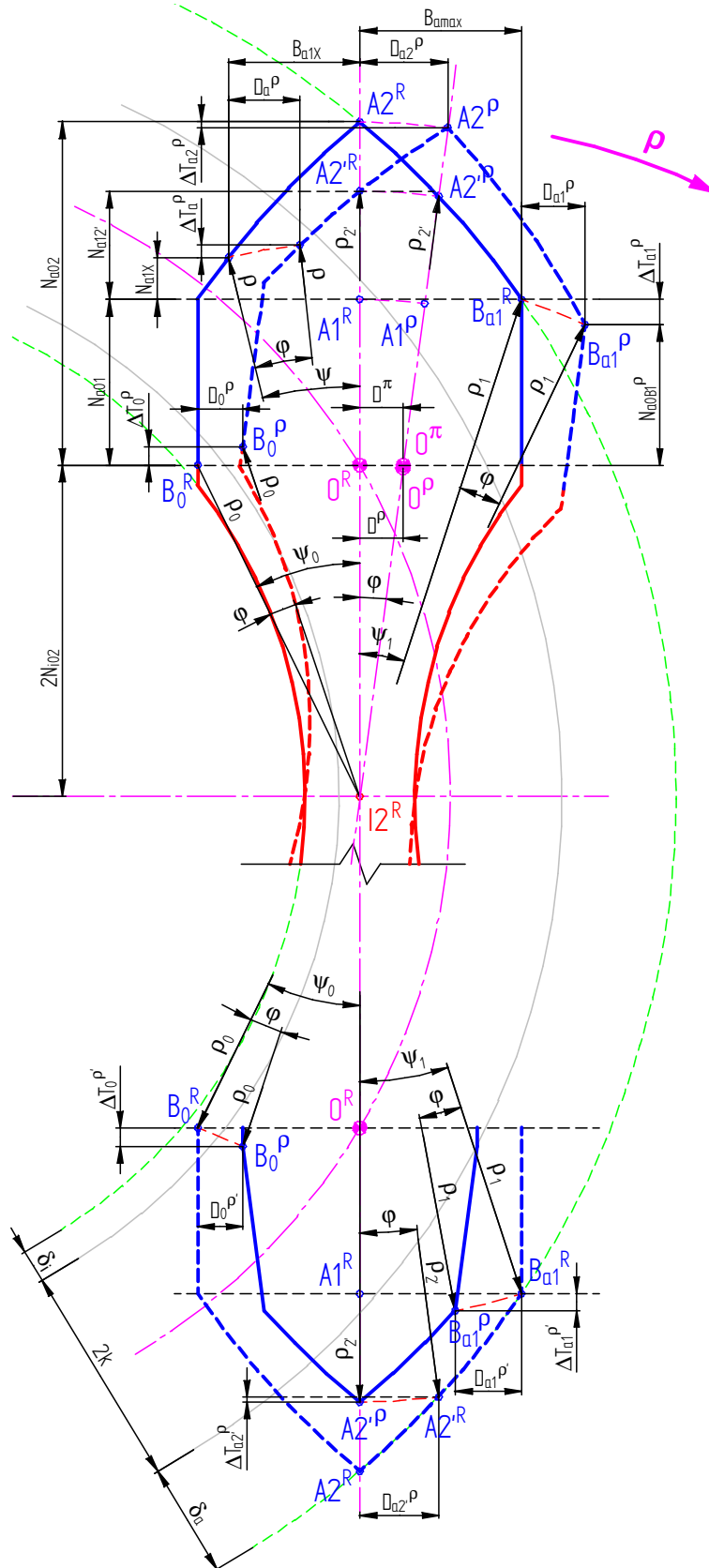
Obr. 43 – Odvození zúžení šířky obrysu skříně v důsledku příčných vůlí pro oblast mezi otočnými body

7.1.1 Výpočet příčné vůle D^π v obecném místě

V oblasti mezi otočnými body je maximální příčná vůle v celém rozsahu konstantní $D_i^\pi = D^\pi$:

$$\boxed{D_i^\pi = D_K + D_P + D_S} \quad (7.1)$$

7.2 Stanovení příčných vůlí pro oblast vně otočných bodů (při rotaci bodů ρ)



Obr. 44 – Odvození zúžení šířky obrysu skříně v důsledku příčných vůlí pro oblast vně otočných bodů na základě posunutí jednotlivých bodů π

Z kapitoly 5.5.3 vychází zjednodušený vztah pro B_{i1X} (dle metody B):

$$(B_{a1X})^B = B_{a\max} - N_{a1X}^2 \cdot \left(\frac{1}{2R}\right) - N_{a1X} \cdot \left(\frac{1}{R}\right) \cdot \sqrt{N_{i02}^2 + 2R \cdot \delta_a} \quad (7.2)$$

Použité vztahy:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{D}{N_{i02}} \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} \frac{D}{N_{i02}} \quad (7.3)$$

$$\cos(\psi_1 + \varphi) = \frac{N_{i02} + N_{a0B1}^\rho}{\rho_1} \Rightarrow \rho_1 = \frac{N_{i02} + N_{a0B1}^\rho}{\cos(\psi_1 + \varphi)} \quad (7.4)$$

$$\cos \psi_1 = \frac{N_{i02} + N_{a01}}{\rho_1} \Rightarrow \rho_1 = \frac{N_{i02} + N_{a01}}{\cos \psi_1} \quad (7.5)$$

$$\Delta T_{a1}^\rho = N_{a01} - N_{a0B1}^\rho \quad (7.6)$$

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{B_{a\max}}{N_{i02} + N_{a01}} \Rightarrow \psi_1 = \operatorname{arctg} \frac{B_{a\max}}{N_{i02} + N_{a01}} \quad (7.7)$$

$$\cos(\psi_1 + \varphi) = \frac{N_{i02} + N_{a0B1}^\rho}{\rho_1} \Rightarrow \rho_1 = \frac{N_{i02} + N_{a0B1}^\rho}{\cos(\psi_1 + \varphi)} \quad (7.8)$$

$$\sin \psi = \frac{B_{a1X}}{\rho} \Rightarrow \rho = \frac{B_{a1X}}{\sin \psi} \quad (7.9)$$

$$\sin(\psi + \varphi) = \frac{B_{a1X} + D_a^\rho}{\rho} \Rightarrow \rho = \frac{B_{a1X} + D_a^\rho}{\sin(\psi + \varphi)} \quad (7.10)$$

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{B_{a1X}}{N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}} \Rightarrow \psi_1 = \operatorname{arctg} \frac{B_{a1X}}{N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}} \quad (7.11)$$

$$D = D_K + D_P + D_S \quad (7.12)$$

7.2.1 Výpočet maximálního podélného posuvu skříně ΔT_{a1}

Po úpravě vztahu (6.2) a dosazení do (6.3) získáme

$$\frac{N_{i02} + N_{a0B1}^\rho}{\cos(\psi_1 + \varphi)} = \frac{N_{i02} + N_{a01}}{\cos \psi_1} \Rightarrow N_{a0B1}^\rho = \frac{\cos(\psi_1 + \varphi)}{\cos \psi_1} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) - N_{i02}.$$

Následným dosazením vztahu (6.4) do předchozího obdržíme

$$\Delta T_{a1} = N_{a01} - \left[\frac{\cos(\psi_1 + \varphi)}{\cos \psi_1} \cdot (N_{i02} + N_{a01}) - N_{i02} \right] \Rightarrow \Delta T_{a1} = (N_{i02} + N_{a01}) \cdot \left[1 - \frac{\cos(\psi_1 + \varphi)}{\cos \psi_1} \right].$$

Dále je pak nutné provést goniometrickou úpravu vztahu $\cos(\psi_1 + \varphi) = \cos \psi_1 \cdot \cos \varphi - \sin \psi_1 \cdot \sin \varphi$,

na základě níž dostaneme $\Delta T_{a1} = (N_{a01} + N_{i02}) \cdot \left[1 - \frac{\cos \psi_1 \cdot \cos \varphi}{\cos \psi_1} + \frac{\sin \psi_1 \cdot \sin \varphi}{\cos \psi_1} \right]$ a další úpravou

$$\Delta T_{a1} = (N_{a01} + N_{i02}) \cdot [1 - \cos \varphi + \operatorname{tg} \psi_1 \cdot \sin \varphi]. \quad (7.13)$$

Dosazením vztahu (6.5) do (7.13) lze získat

$$\Delta T_{a1} = (N_{a01} + N_{i02}) \cdot \left[1 - \cos \varphi + \frac{B_{a\max}}{N_{a01} + N_{i02}} (\sin \varphi) \right].$$

Pro malé úhly, kdy $\varphi < 2^\circ$ platí $\operatorname{tg} \varphi \cong \sin \varphi \cong \varphi$, na základě čehož je možné dosadit (6.1) a po následném zjednodušení obdržíme

$$\Delta T_{a1} = (N_{a01} + N_{i02}) \cdot \left[1 - \cos \varphi + \frac{B_{a \max}}{N_{a01} + N_{i02}} \cdot \varphi \right] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \Delta T_{a1} = B_{a \max} \cdot \frac{D}{N_{i02}} + \left[1 - \cos \left(\frac{D}{N_{i02}} \right) \right] (N_{a01} + N_{i02})$$

Po dosazení výrazu (7.12) do předchozího obdržíme výsledný vztah pro výpočet podélného posuvu skříně ΔT_{a1} (při rotaci bodů ρ)

$$\Delta T_{a1} = \frac{B_{a \max}}{N_{i02}} \cdot (D_K + D_P + D_S) + \left[1 - \cos \left(\frac{D_K + D_P + D_S}{N_{i02}} \right) \right] (N_{a01} + N_{i02}). \quad (7.14)$$

7.2.2 Výpočet příčné vůle D_a^ρ v obecném místě

Po dosazení (7.9) do (7.10) dostaneme

$$\frac{B_{a1X} + D_a^\rho}{\sin(\psi + \varphi)} = \frac{B_{a1X}}{\sin \psi} \Rightarrow D_a^\rho = \frac{\sin(\psi + \varphi)}{\sin \psi} B_{a1X} - B_{a1X} \Rightarrow D_a^\rho = B_{a1X} \left[\frac{\sin(\psi + \varphi)}{\sin \psi} - 1 \right]$$

Po goniometrické úpravě vztahu $\sin(\psi + \varphi) = \sin \psi \cdot \cos \varphi + \cos \psi \cdot \sin \varphi$ lze získat

$$D_a^\rho = B_{a1X} \left[\frac{\sin \psi \cdot \cos \varphi + \cos \psi \cdot \sin \varphi}{\sin \psi} - 1 \right] \text{ a po další úpravě lze obdržet}$$

$$D_a^\rho = B_{a1X} \left[\cos \varphi + \frac{1}{\operatorname{tg} \psi} \cdot \sin \varphi - 1 \right]. \quad (7.15)$$

Dosazením výrazu (7.11) do (7.15) dostaneme

$$D_a^\rho = B_{a1X} \left[\cos \varphi + \frac{(N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}) \sin \varphi}{B_{a1X}} - 1 \right] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow D_a^\rho = B_{a1X} \cdot \cos \varphi + (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}) \sin \varphi - B_{a1X} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow D_a^\rho = B_{a1X} (\cos \varphi - 1) + (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}) \sin \varphi$$

Pro malé úhly, kdy $\varphi < 2^\circ$ platí $\operatorname{tg} \varphi \cong \sin \varphi \cong \varphi$, na základě této úpravy je možné dosadit (6.1)

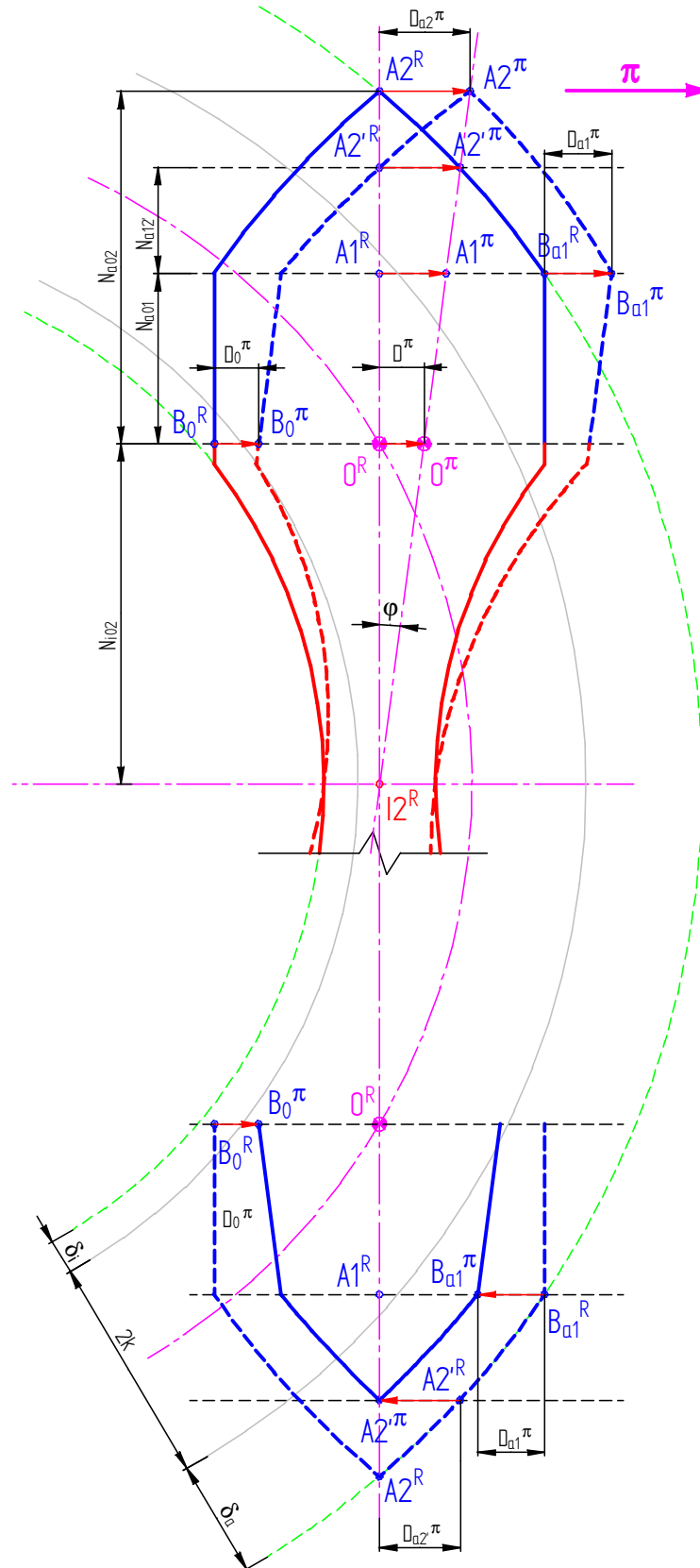
$$\text{a po následném zjednodušení získáme } D_a^\rho = B_{a1X} \left(\cos \frac{D}{N_{i02}} - 1 \right) + (N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}) \frac{D}{N_{i02}}.$$

Dosazením výrazů (7.2) a (7.12) do předchozího lze získat výsledný vztah pro stanovení příčné vůle skříně v obecném bodě nacházejícím se v oblasti vně otočných bodů $D_a^\rho = f(N_{a1X})$ metodou rotací bodů ρ :

$$D_a^\rho = \left[B_{a \max} - N_{a1X}^2 \cdot \left(\frac{1}{2R} \right) - N_{a1X} \cdot \left(\frac{1}{R} \right) \cdot \sqrt{N_{i02}^2 + 2R \cdot \delta_a} \right] \cdot$$

$$\cdot \left[\cos \left(\frac{D_K + D_P + D_S}{N_{i02}} \right) - 1 \right] + \left(1 + \frac{N_{a01} + N_{a1X}}{N_{i02}} \right) \cdot (D_K + D_P + D_S) \quad (7.16)$$

7.3 Stanovení příčných vřlů pro oblast vně otočných bodů (při posuvu bodů π)



Obr. 45 – Odvození zúžení šířky obrysu skříně v důsledku příčných vřlů pro oblast vně otočných bodů na základě posunutí jednotlivých bodů π

Použité vztahy:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{D}{N_{i02}} \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} \frac{D}{N_{i02}} \quad (7.17)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{D_a^\pi}{N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}} \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} \frac{D_a^\pi}{N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}} \quad (7.18)$$

$$D = D_K + D_P + D_S \quad (7.19)$$

7.3.1 Výpočet příčné vůle D_a^π v obecném místě

Dosažením vztahu (7.17) do (7.18) obdržíme

$$\frac{D}{N_{i02}} = \frac{D_a^\pi}{N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}} \Rightarrow D_a^\pi = \left(\frac{N_{i02} + N_{a01} + N_{a1X}}{N_{i02}} \right) D \Rightarrow D_a^\pi = \left(1 + \frac{N_{a01} + N_{a1X}}{N_{i02}} \right) D.$$

Následným dosažením výrazu (7.19) do předchozího obdržíme výsledný vztah pro stanovení příčné vůle skříně v obecném bodě nacházejícím se v oblasti vně otočných bodů $D_a^\rho = f(N_{a1X})$ metodou rotací bodů ρ :

$$D_a^\pi = \left(1 + \frac{N_{a01} + N_{a1X}}{N_{i02}} \right) \cdot (D_K + D_P + D_S). \quad (7.20)$$

8 Výsledný výpočet šířky skříně

Jedná se o výsledný výpočet, kde jsou zohledněny všechny výše zmíněné vlivy. A je dán v základním tvaru:

- Pro oblast vně otočných bodů

$$B_a = B_{a1X} + \Delta E - D_a^\pi. \quad (8.1)$$

- Pro oblast vně otočných čepů

$$B_i = B_{i1X} - \Delta E - D_a^\pi. \quad (8.2)$$

9 Závěr

Když v druhé polovině minulého století vyjely první vozy koňské tramvaje do ulic, zahájily tak nepochybně epochu městské hromadné dopravy. Za více než sto let, které od té doby uplynuly se staly tramvaje neodmyslitelnou částí život středních a velkých měst. Ti, kdo denně tramvajové služby využívají, mnohdy netuší jakým složitým a rozmanitým technickým vývojem prošly a stále procházejí. Vývojem, který byl a je pro velkou škodu příznivců MHD, tak málo dokumentován. I z tohoto důvodu počátek mé práce obsahuje postřehy z historie tramvajové dopravy od koncepce přívěsných vozů koňské dráhy přes parní trakci a poválečnou koncepci PCC až po současnost. Z důvodu velkého množství různých konstrukčních uspořádání jsem se zaměřil na koncepci skříní vozidel používané u českých provozovatelů.

Na počátku 90. let 20. století, v době vývoje prvních nízkopodlažních vozidel, vznikala celá řada různých uspořádání skříně, z nichž pak přešlo do plošného užívání pouze několik významných. Výsledkem práce je rozčlenění a popis daných koncepcí uspořádání skříně vozidel, jež mají vliv na samotný provoz v městské zástavbě i mimo ni. Avšak je nutné si uvědomit, že ve většině případů se u jediného vozidla neuvádí jediné koncepcie, ale určitá kombinace. A to především z důvodu vyššího užitého prostoru pro cestující, kdy je snahou využít v co největší míře výhod daného uspořádání. Avšak je nutné, aby se u vozidla nezohledňovaly požadavky vztahované pouze pro cestující, ale také požadavky pro samotný provoz, stav infrastruktury, charakter tratí ovlivněný zeměpisnou polohou měst, klimatickými a povětrnostními podmínkami a mnoho dalších vlivů.

Se samotným uspořádáním pak souvisí šířka obrysu vozidla, která má pro každou z nich specifický charakter. Již od počátku vývoje tramvajových vozidel bylo snahou v co největší míře využít nabízený prostor především pro cestující. Jistého vrcholu bylo dosaženo na přelomu 70. – 80. let, kdy uspořádání tramvaje bylo ve velké míře podřízeno podmínkám tzv. rychlé tramvaje s velkým podílem míst k sezení. Tyto vozidla se vyznačovala velkým podílem využití plochy pro cestující. Patrnou změnu tohoto trendu je možné zaznamenat se zaváděním nízkopodlažních vozidel, jejichž prostor již nenabízí celistvou plochu pro samotné uspořádání. Plocha je tedy závislá zástavbovým prostorem pojezdu a dalších zařízení, jejichž poloha je předem pevně stanovena. Tyto vozidla již nedisponují takovou modularitou, jakou nabízela s konvenční výškou podlahy. Vzhledem k aplikaci nových technologií se dá říci, že u dnešních nízkopodlažních vozidel se podařilo nalézt optimální řešení, které již dokáže efektivně využít celý prostor pro cestující podobným způsobem jako vozidla předcházející generace.

V technice nikdy nelze hovořit o dosažení cílového stavu, neboť stále přicházejí nové možnosti a nové myšlenky, přesto však se již po počátečních letech kreativního bádání vývojové trendy do jisté míry ustálily a staly se základem pro moderní městskou i příměstskou tramvajovou dopravu.

10 Použitá literatura:

- [1] LOSOS L. a kol.: Atlas tramvají. Praha: Nakladatelství NADAS, 1. vydání, 1981, 400 s., ISBN 31-045-80.
- [2] HABARDA D.: Městská hromadná doprava. Bratislava: Nakladatelství Alfa, 1. vydání, 1985, 496 s.
- [3] HABARDA D., GREŇČÍK J.: Pojezdy mestských koľajových vozidiel. Žilina: Žilinská univerzita v Žilině, 1. vydání, 2006, 125 s., ISBN 80-8070-511-9.
- [4] POHL J.: Principy a trendy v tramvajové dopravě I-IV. Dopravní magazín, 3-4/2007, 1-2/2008.
- [5] Nákresy historických kolejových vozidel. Archiv Technického muzea v Brně – Depozitář městské hromadné dopravy
- [6] Propagační materiály tramvají firmy ČKD (70. – 90. léta 20. století).
- [7] Propagační materiály tramvají firmy ŠKODA (90. léta 20. století - současnost).
- [8] Propagační materiály tramvají firmy SIG (90. léta 20. století).
- [9] ČSN 28 0227. Obrysy pro tramvajová vozidla. Praha: Český normalizační institut, 1994. 12 s.
- [10] ČSN 28 0318. Průjezdne průřezy tramvajových tratí. Praha: Český normalizační institut, 1994. 13 s.
- [11] ČSN EN 15273-1 (28 0340). Železniční aplikace – Průjezdne průřezy tratí a obrysy vozidel – Část 1: Všeobecně – Společné zásady pro infrastrukturu a vozidla. Praha: Český normalizační institut, 2010. 206 s.
- [12] ČSN 73 6412. Geometrické uspořádání koleje tramvajových tratí. Praha: Český normalizační institut, 1995. 26 s.

Příloha A

Porovnání výpočtu pro obrys mezi otočnými čepy pro poloměr $R=100$ (metody A-0)

Konstanty:

$2e =$	7750	mm
$N_{i02} =$	3875	mm
$R =$	20000	mm
$\delta_i =$	310	mm
$2k =$	2700	mm
$B_{imax} =$	1350	mm

Vypočtené délky obrysu:

	N_{01} [mm]	N_{12} [mm]
Metoda A (přesná)	2285,8	1589,2

Stanovená přesnost:

$\Delta(X) =$	10	mm
---------------	----	----

Vypočtené šířky obrysu:

N_{1X} [mm]	0	250	500	750	1 000	1 250	1 589
B_{1X}^A [mm]	1350,0	1330,0	1313,4	1300,2	1290,5	1284,2	1281,0
B_{1X}^O [mm]	1352,5	1334,5	1319,5	1307,7	1298,9	1293,2	1290,3
$\Delta(B_i)^{AO}$ [mm]	-2,5	-4,5	-6,2	-7,4	-8,4	-9,0	-9,3

Porovnání výpočtu pro obrys vně otočných čepů pro poloměr $R=100$ (metody A-0)

Konstanty:

$2e =$	7750	mm
$N_{i02} =$	3875	mm
$R =$	100000	mm
$\delta_a =$	115	mm
$2k =$	2700	mm
$B_{amax} =$	1350	mm

Vypočtené délky obrysu:

	N_{a01} [mm]	N_{a12} [mm]
Metoda A (přesná)	2333,2	11403,2

Stanovená přesnost:

$\Delta(X) =$	10	mm
---------------	----	----

Maximální rozměr sledovaného představku:

$N_{amax} =$	5000	mm
--------------	------	----

Vypočtené šířky obrysu:

N_{a1X} [mm]	0	500	1 000	1 500	2 000	2 500	2 667	11 403
B_a^A [mm]	1350,0	1318,1	1283,7	1246,9	1207,5	1165,7	1151,2	0,0
B_a^O [mm]	1347,5	1315,2	1280,5	1243,2	1203,5	1161,3	1146,6	-9,0
$\Delta(B_a)^{AO}$ [mm]	2,5	2,9	3,2	3,6	4,0	4,5	4,6	9,0

Rozsah výpočtu vnější části obrysu pro malé poloměry oblouku (metody A-0)

Metoda O	R	δ_a	N_{i02}	B_{amax}	Δ [mm]	N_{a01}^A	N_{a12}^A	N_{a02}^A	N_{amax}^D	$\Delta(B_a)^{AD}$	ΔN_{amax}^{AD}
	[m]	[mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
	150	65	3875	1350	10	2026,7	15110,6	17140	17140	6,06	0
	100	115	3875	1350	10	2333,2	11403,2	13740	13740	9,03	0
	75	165	3875	1350	10	2489,7	9273,8	11760	6790	9,99	4970
	50	260	3875	1350	10	2620,5	6868,9	9490	2470	9,99	7020
	45	290	3875	1350	10	2639,1	6343,0	8980	1650	9,98	7330
	40	330	3875	1350	10	2676,6	5786,9	8460	820	9,99	7640

Porovnání výpočtu pro obrys mezi otočnými čepi pro poloměr R=20 (metody A-B)

Konstanty:

2e =	7750	mm
N _{i02} =	3875	mm
R =	20000	mm
δ _i =	310	mm
2k =	2700	mm
B _{imax} =	1350	mm

Vypočtené délky obrysu:

	N ₀₁ [mm]	N ₁₂ [mm]
Metoda A (přesná)	2285,8	1589,2
Metoda B (zjednodušená)	2284,8	1590,2
Vzniklá chyba Δ(N _i) ^{AB} [mm]	1,0	-1,0

Stanovená přesnost:

Δ(X) =	10	mm
--------	----	----

Vypočtené šířky obrysu:

N _{i1X} [mm]	0	250	500	750	1 000	1 250	2 286
B _{i1X} ^A [mm]	1350,0	1330,0	1313,4	1300,2	1290,5	1284,2	1294,3
B _{i1X} ^B [mm]	1350,0	1331,3	1315,8	1303,4	1294,1	1288,0	1295,8
Δ(B _i) ^{AB} [mm]	0,0	-1,4	-2,4	-3,2	-3,7	-3,8	-1,5

Porovnání výpočtu pro obrys vně otočných čepů pro poloměr R=20 (metody A-B)

Konstanty:

2e =	7750	mm
N _{i02} =	3875	mm
R =	20000	mm
δ _a =	650	mm
2k =	2700	mm
B _{amax} =	1350	mm

Vypočtené délky obrysu:

	N _{a01} [mm]	N _{a12} [mm]
Metoda A (přesná)	2774,5	3301,1
Metoda B (zjednodušená)	2776,0	3299,7
Vzniklá chyba Δ(N _a) ^{AB} [mm]	-1,4	1,4

Stanovená přesnost:

Δ(X) =	10	mm
--------	----	----

Maximální délka představku:

N _{amax} =	5000	mm
---------------------	------	----

Vypočtené šířky obrysu:

N _{a1X} [mm]	0	500	1 000	1 500	2 000	2 225	3 301
B _{a1X} ^A [mm]	1350,0	1184,8	1006,3	813,9	607,3	509,4	0,0
B _{a1X} ^B [mm]	1350,0	1183,6	1004,8	813,4	609,6	513,6	20,5
Δ(B _a) ^{AB} [mm]	0,0	1,2	1,5	0,5	-2,3	-4,1	-20,5

Rozsah výpočtu vnější části obrysu pro malé poloměry oblouku (metody A-B)

	R	δ _a	N _{i02}	B _{amax}	Δ [mm]	N _{a01} ^A	N _{a12} ^A	N _{a02} ^A	N _{amax} ^B	Δ(B _a) ^{AB}	ΔN _{amax} ^{AB}
	[m]	[mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Metoda B	35	380	3875	1350	10	2710,4	5209,1	7920	7920	-2,26	0
	30	440	3875	1350	10	2718,6	4614,4	7330	7330	-5,23	0
	25	530	3875	1350	10	2761,5	3972,4	6730	6680	-9,89	50
	22	600	3875	1350	10	2782,6	3570,7	6350	5980	-9,95	370
	20	650	3875	1350	10	2774,5	3301,1	6080	5490	-9,93	590
	18	700	3875	1350	10	2738,3	3031,3	5770	4980	-9,92	790
	15	770	3875	1350	10	2618,2	2623,2	5240	4170	-9,90	1070

Porovnání výpočtu pro obrys vně otočných čepů pro poloměr $R=18$ (metody A-C)

Konstanty:

$2e =$	7750	mm
$N_{i02} =$	3875	mm
$R =$	18000	mm
$\delta a =$	700	mm
$2k =$	2700	mm
$B_{amax} =$	1350	mm

Vypočtené délky obrysu:

	N_{a01} [mm]	N_{a12} [mm]
Metoda A (přesná)	2738,3	3031,3

Stanovená přesnost:

$\Delta(X) =$	10	mm
---------------	----	----

Maximální délka představku:

$N_{amax} =$	5000	mm
--------------	------	----

Vypočtené šířky obrysu:

N_{a1X} [mm]	0	500	1 000	1 500	2 000	2 262	3 031
B_a^A [mm]	1350,0	1167,8	970,4	757,2	527,7	400,8	0,0
B_a^C [mm]	1350,0	1164,4	965,0	751,6	524,4	399,9	11,8
$\Delta(B_a)^{AC}$ [mm]	0,0	3,4	5,4	5,6	3,3	1,0	-11,8

Rozsah výpočtu vnější části obrysu pro malé poloměry oblouku (metody A-C)

Metoda C	R [m]	δa [mm]	N_{i02} [mm]	B_{amax} [mm]	Δ [mm]	N_{a01}^A [mm]	N_{a12}^A [mm]	N_{a02}^A [mm]	N_{amax}^C [mm]	$\Delta(B_a)^{AC}$ [mm]	ΔN_{amax}^{AC} [mm]
	35	380	3875	1350	10	2710,4	5209,1	7920	7920	4,42	0
30	440	3875	1350	10	2718,6	4614,4	7330	7330	2,84	0	
25	530	3875	1350	10	2761,5	3972,4	6730	6730	-0,52	0	
22	600	3875	1350	10	2782,6	3570,7	6350	6350	-4,05	0	
20	650	3875	1350	10	2774,5	3301,1	6080	6080	-7,46	0	
18	700	3875	1350	10	2738,3	3031,3	5770	5690	-9,98	80	
15	770	3875	1350	10	2618,2	2623,2	5240	4850	-9,98	390	

Porovnání výpočtu pro obrys vně otočných čepů pro poloměr $R=15$ (metody A-D)

Konstanty:

$2e =$	7750	mm
$N_{i02} =$	3875	mm
$R =$	15000	mm
$\delta a =$	770	mm
$2k =$	2700	mm
$B_{amax} =$	1350	mm

Vypočtené délky obrysu:

	N_{a01} [mm]	N_{a12} [mm]
Metoda A (přesná)	2618,2	2623,2

Stanovená přesnost:

$\Delta(X) =$	10	mm
---------------	----	----

Maximální délka představku:

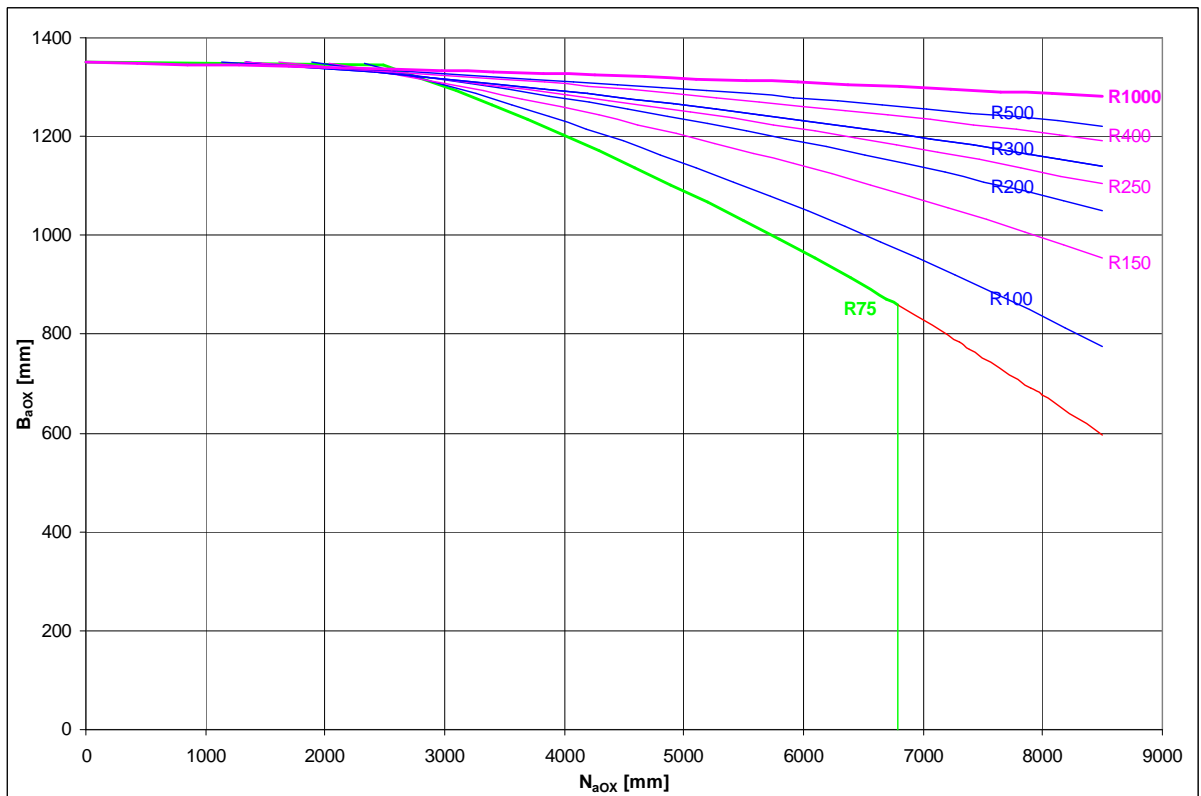
$N_{amax} =$	5000	mm
--------------	------	----

Vypočtené šířky obrysu:

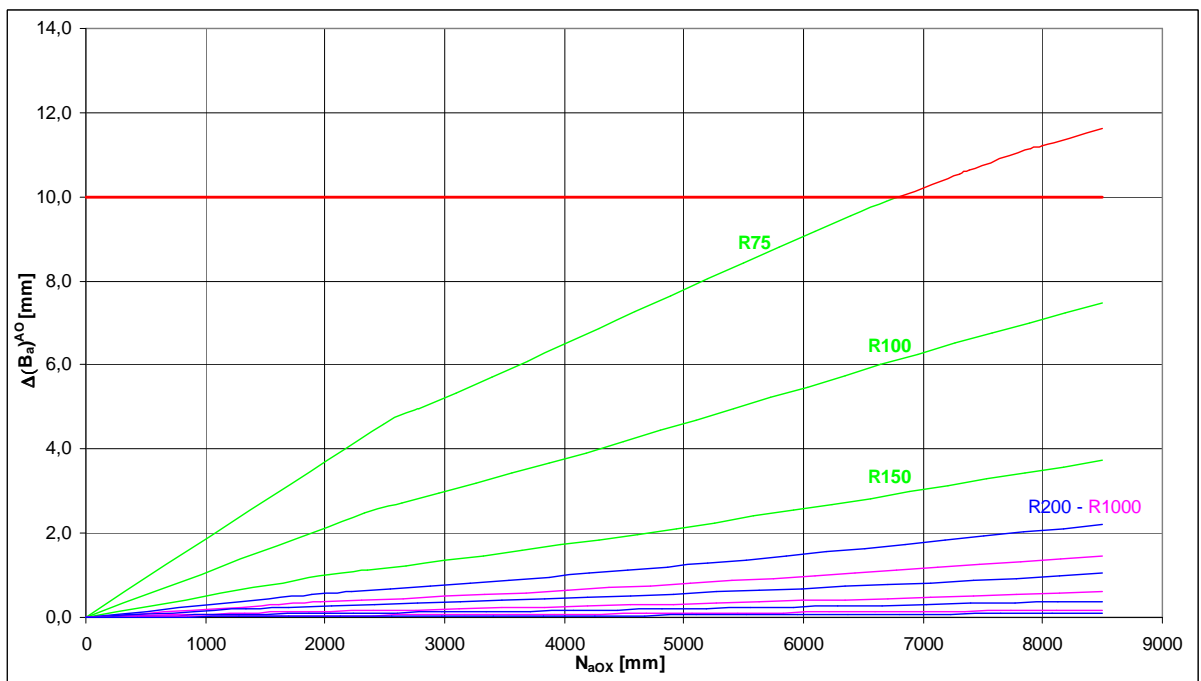
N_{a1x} [mm]	0	500	1 000	1 500	2 000	2 382	2 623
B_a^A [mm]	1350,0	1135,7	902,2	648,6	373,9	149,1	0,0
B_a^D [mm]	1350,0	1135,6	902,1	648,4	373,5	148,8	-0,4
$\Delta(B_a)^{AD}$ [mm]	0,0	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4

Rozsah výpočtu vnější části obrysu pro malé poloměry oblouku (metody A-D)

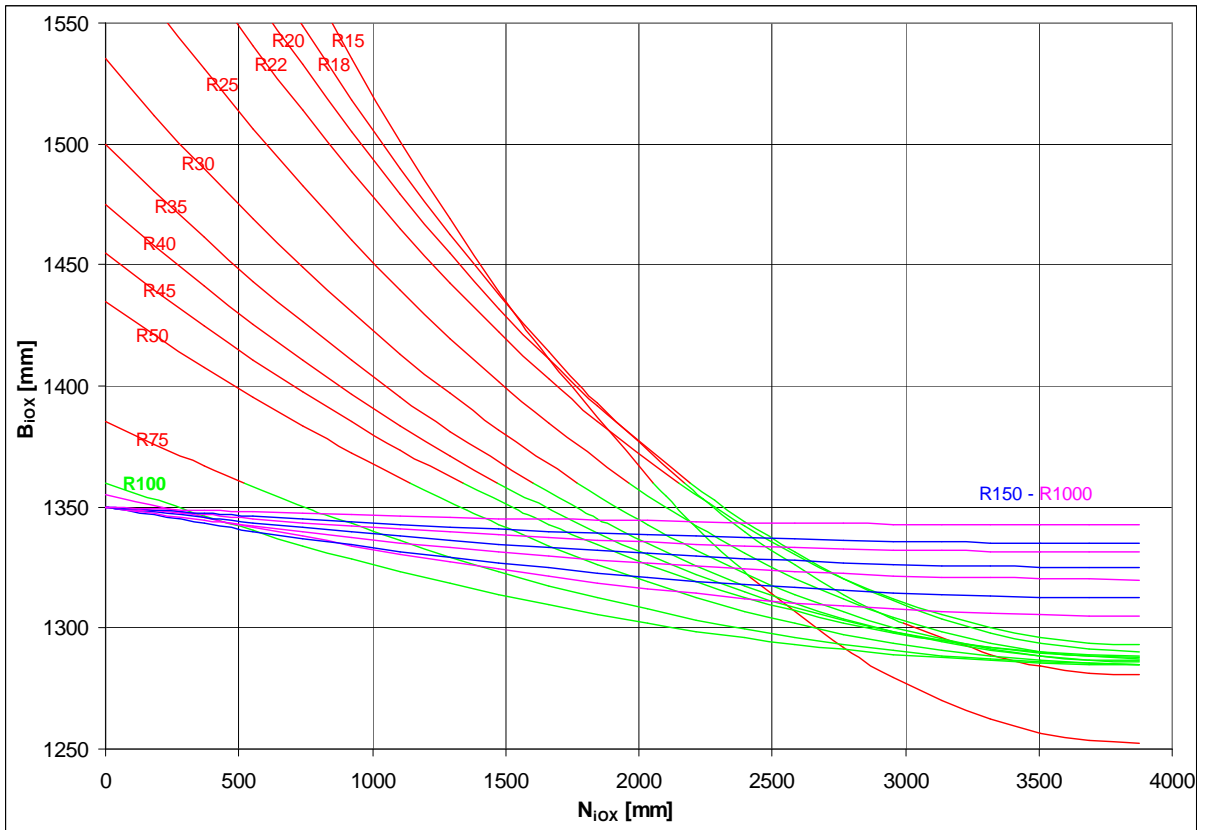
Metoda	R	δa	N_{i02}	B_{amax}	Δ [mm]	N_{a01}^A	N_{a12}^A	N_{a02}^A	N_{amax}^D	$\Delta(B_a)^{AD}$	ΔN_{amax}^{AD}
	[m]	[mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
D	35	380	3875	1350	10	2710,4	5209,1	7920	7920	0,04	0
	30	440	3875	1350	10	2718,6	4614,4	7330	7330	0,07	0
	25	530	3875	1350	10	2761,5	3972,4	6730	6730	0,12	0
	22	600	3875	1350	10	2782,6	3570,7	6350	6350	0,18	0
	20	650	3875	1350	10	2774,5	3301,1	6080	6080	0,24	0
	18	700	3875	1350	10	2738,3	3031,3	5770	5770	0,30	0
	15	770	3875	1350	10	2618,2	2623,2	5240	5240	0,42	0



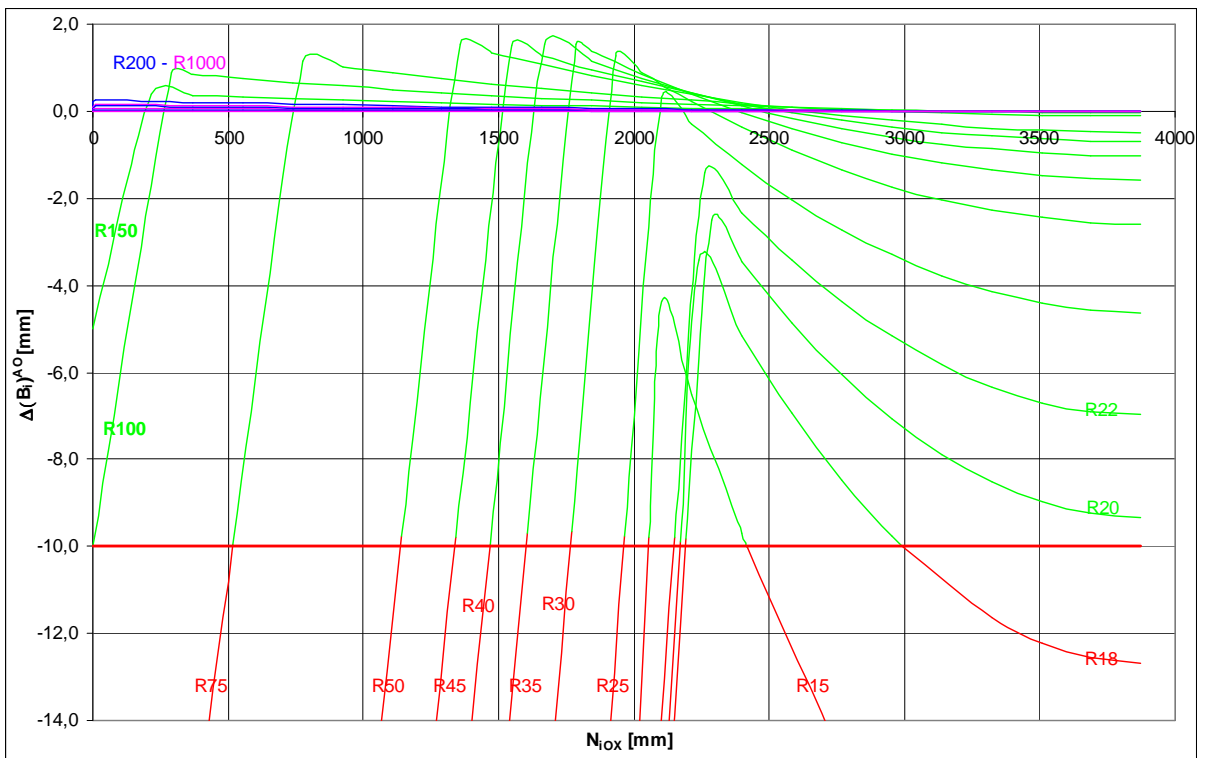
Porovnání šířky skříně v oblasti vně otočných bodů jako $B_{a0x} = f(N_{a0x})$ vypočtenou pomocí metody O se základní metodou A



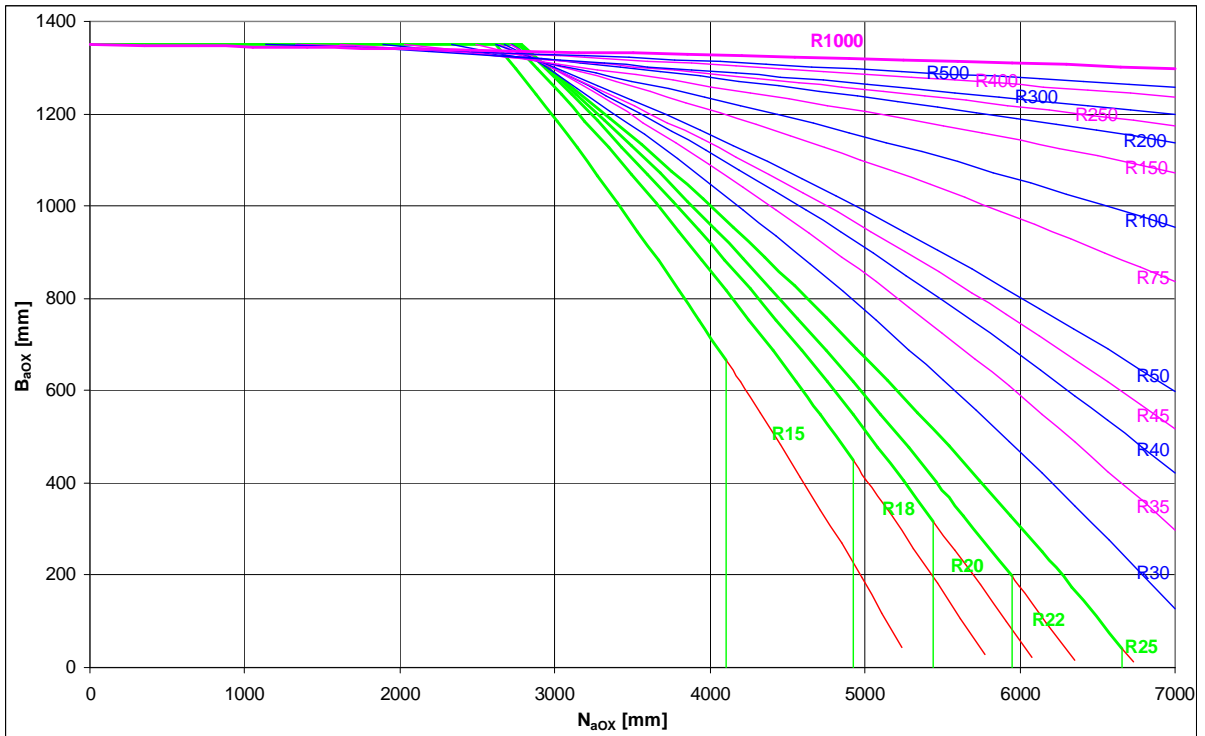
Porovnání odchylky v oblasti vně otočných bodů jako $(\Delta B_a)^{AO} = f(N_{a0x})$ mezi metodou O a základní metodou A



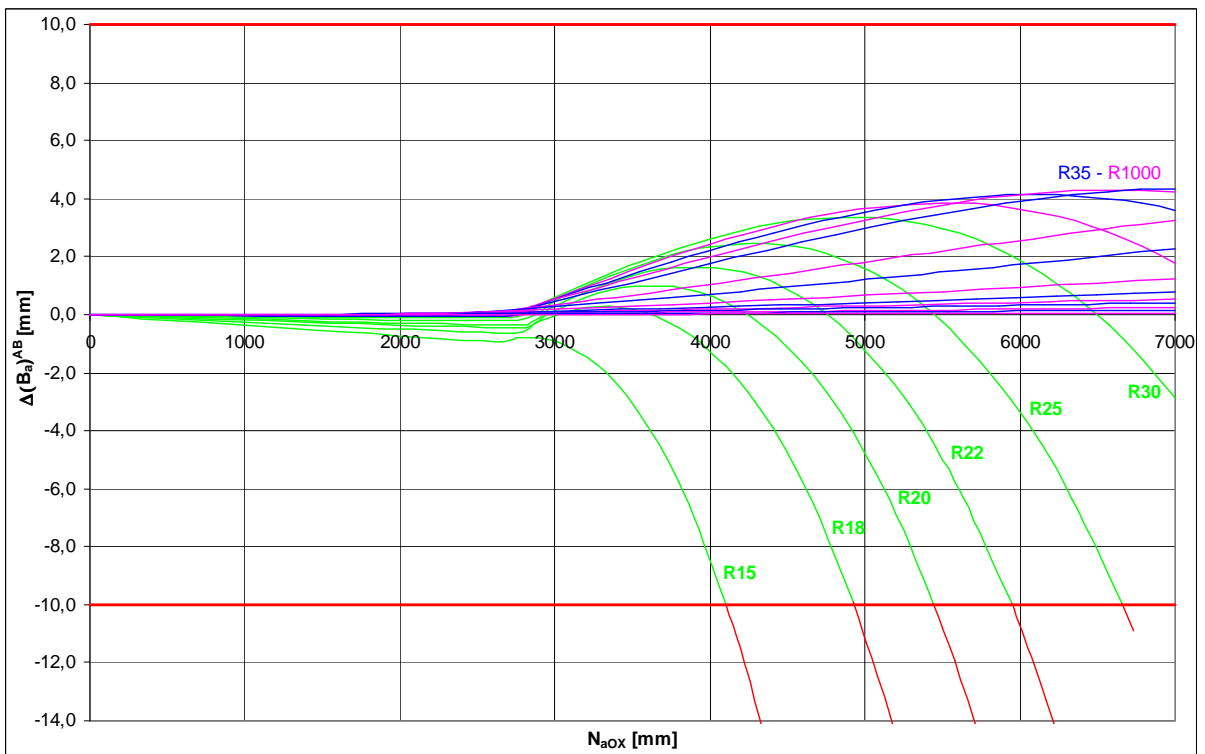
Porovnání šířky skříně v oblasti mezi otočnými body jako $B_{i0X} = f(N_{i0X})$ vypočtenou pomocí metody O se základní metodou A



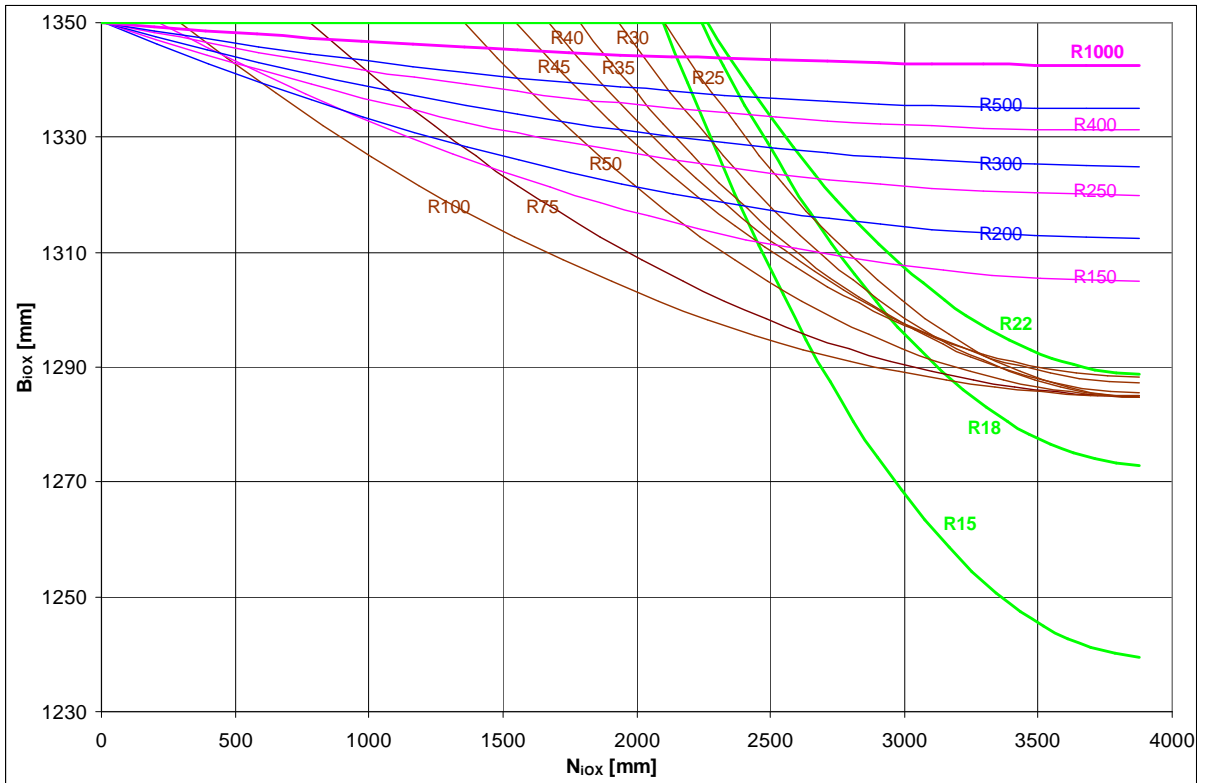
Porovnání odchylky v oblasti vně otočných bodů jako $(\Delta B_i)^{AO} = f(N_{i0X})$ mezi metodou O a základní metodou A



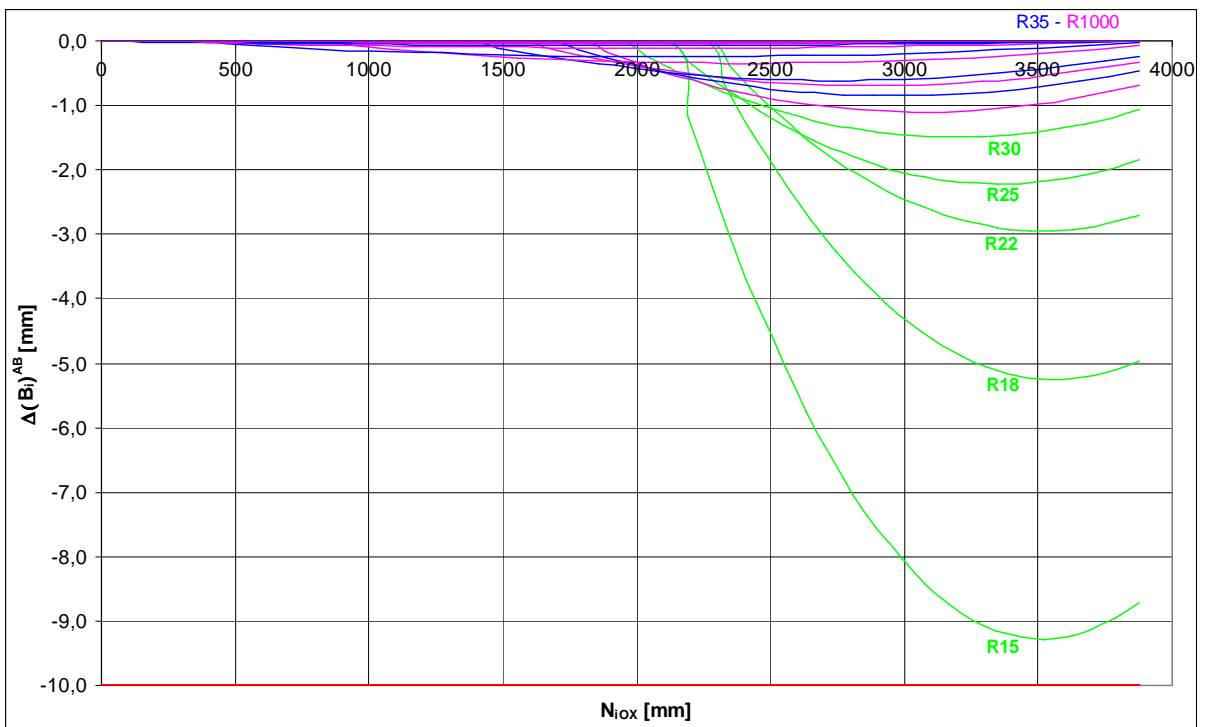
Porovnání šířky skříně v oblasti vně otočných bodů jako $B_{a0X} = f(N_{a0X})$ vypočtenou pomocí metody B se základní metodou A



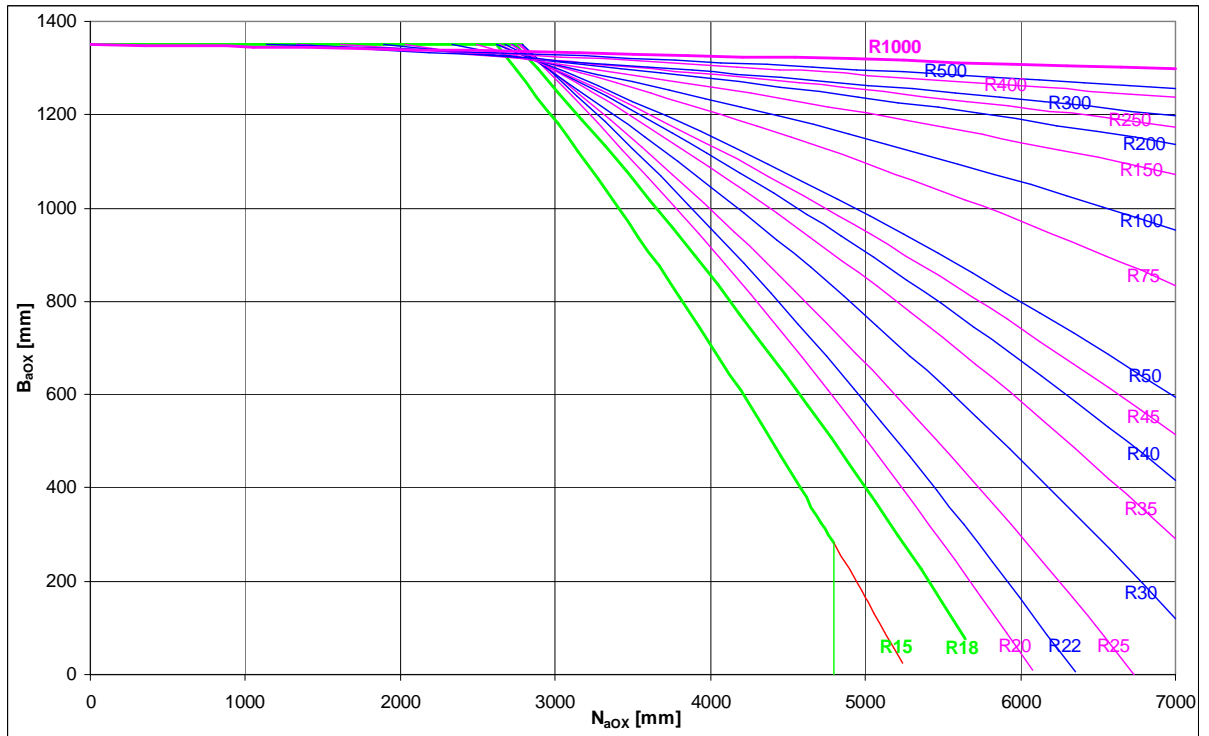
Porovnání odchylky v oblasti vně otočných bodů jako $(\Delta B_a)^{AB} = f(N_{a0X})$ mezi metodou B a základní metodou A



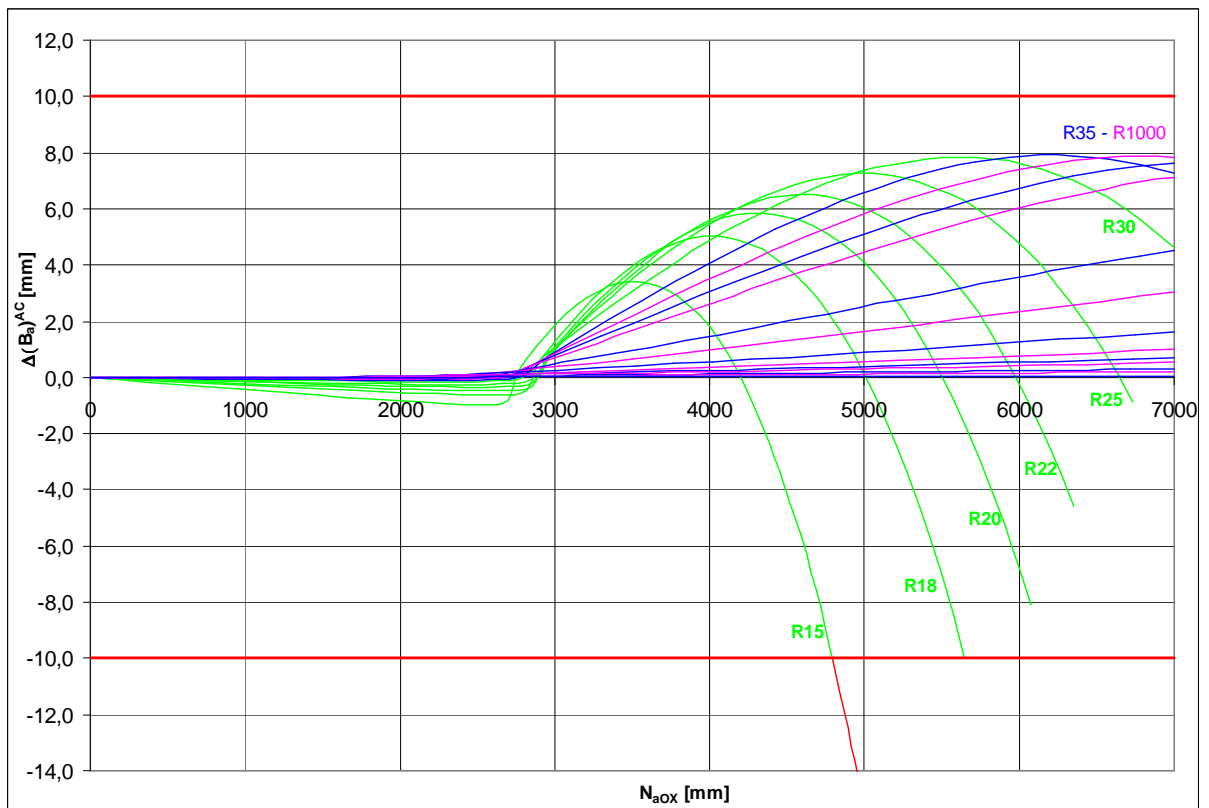
Porovnání šířky skříně v oblasti mezi otočnými body jako $B_{i0X} = f(N_{i0X})$ vypočtenou pomocí metody O se základní metodou B



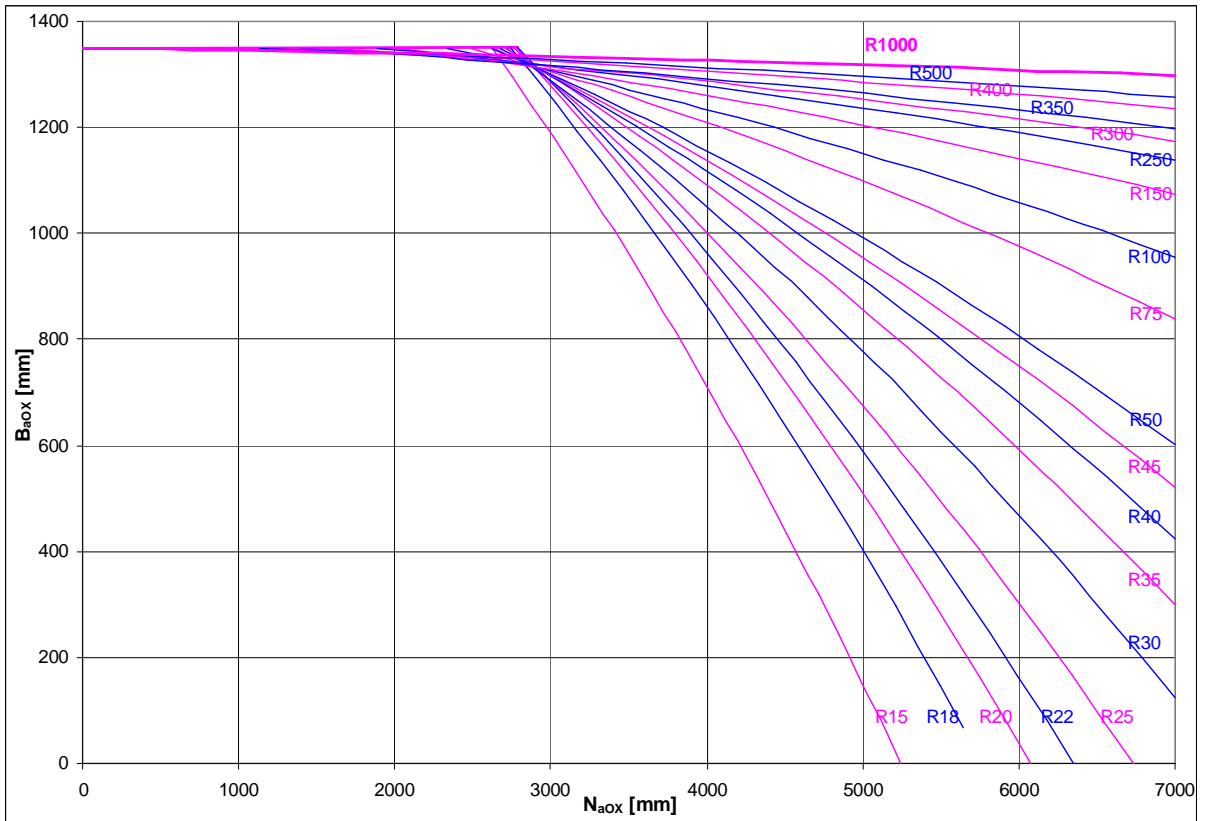
Porovnání odchylky v oblasti vně otočných bodů jako $(\Delta B_i)^{AB} = f(N_{i0X})$ mezi metodou O a základní metodou A



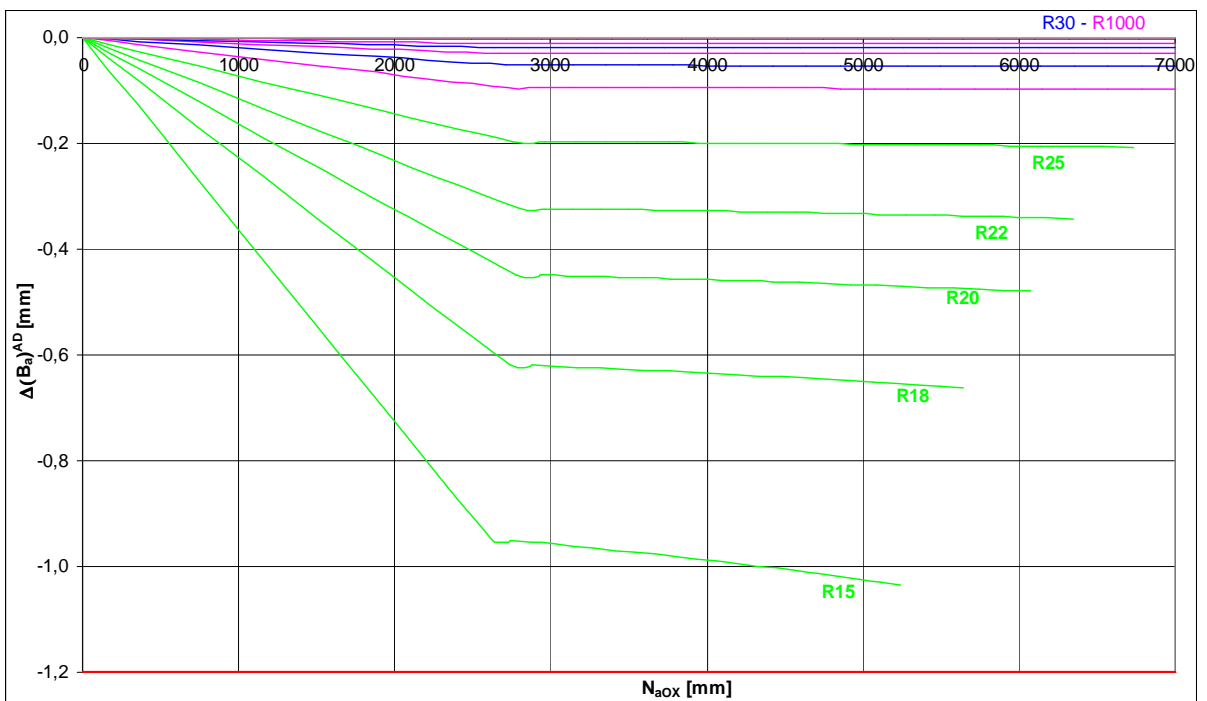
Porovnání šířky skříně v oblasti vně otočných bodů jako $B_{a0X} = f(N_{a0X})$ vypočtenou pomocí metody C se základní metodou A



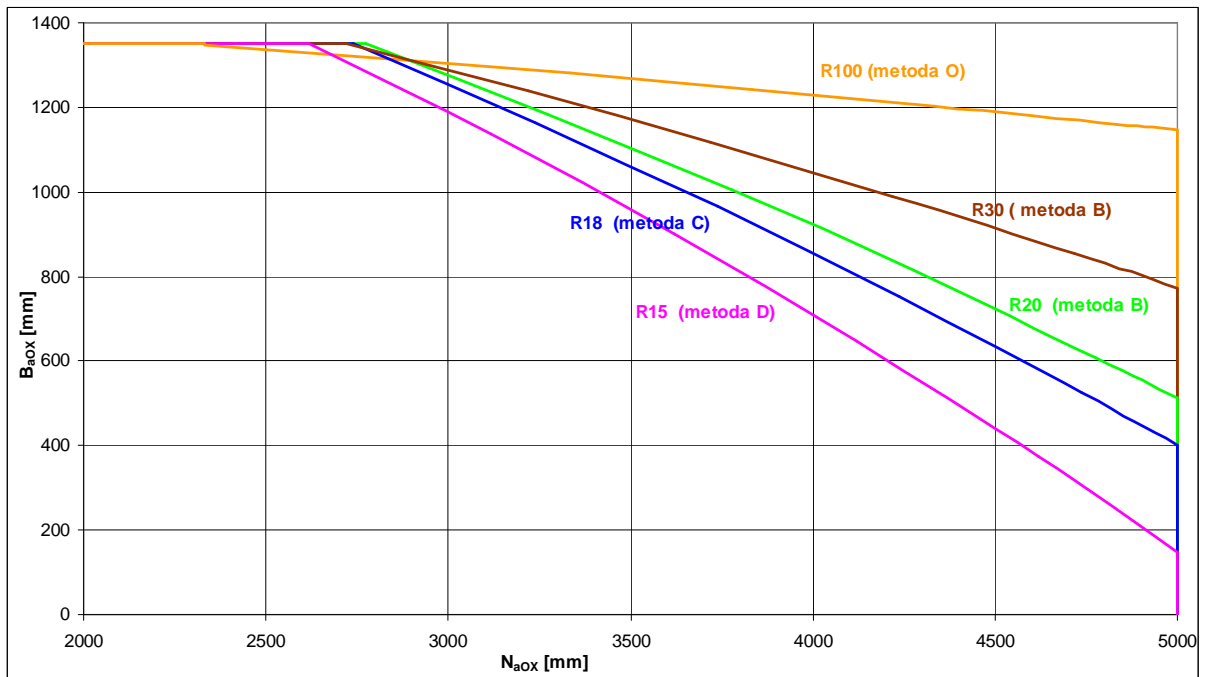
Porovnání odchylky v oblasti vně otočných bodů jako $(\Delta B_a)^{AC} = f(N_{a0X})$ mezi metodou C a základní metodou A



Porovnání šířky skříně v oblasti vně otočných bodů jako $B_{a0X} = f(N_{a0X})$ vypočtenou pomocí metody C se základní metodou A



Porovnání odchylky v oblasti vně otočných bodů jako $(\Delta B_a)^{AD} = f(N_{a0X})$ mezi metodou D a základní metodou A



Stanovení limitních poloměrů oblouků pro jednotlivé metody výpočtu vnějších obrysů:

- Metoda D: $R < 15m$
- Metoda C: $15m \leq R \leq 20m$
- Metoda B: $20m \leq R \leq 100m$
- Metoda O: $R \geq 100m$