

Inverzní metody návrhu turbo-strojů

Roman Syvokon
Energetický ústav

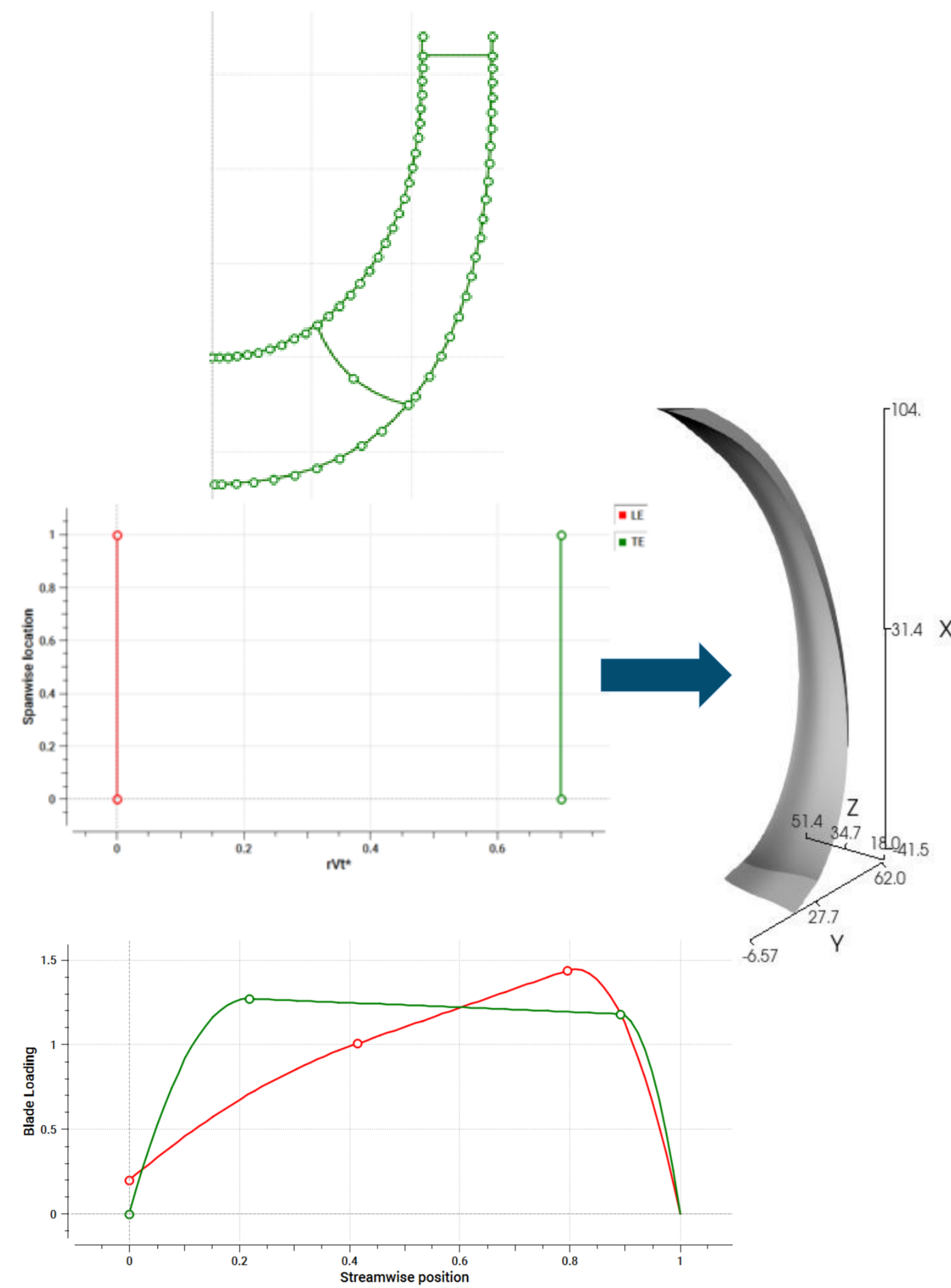


INVERZNÍ METODA NÁVRHU

Vstupem pro inverzní metodu návrhu turbostrojů není samotná geometrie, ale požadované hydrodynamické parametry, které přímo určují výkon a chování stroje. Patří mezi ně:

- Q , objemový průtok;
- H , dopravní výška čerpadla (případně spád u turbíny);
- ω , úhlová rychlost otáčení oběžného kola;
- Meridiální tvar lopatky;
- Rozložení tloušťky lopatek;
- B , počet lopatek oběžného kola;
- $(r\vec{V}_t)$, **distribuci obvodového momentu hybnosti na vstupu a výstupu;**
- $\frac{\partial(r\vec{V}_t)}{\partial m}$, **rozložení zatížení lopatky;**

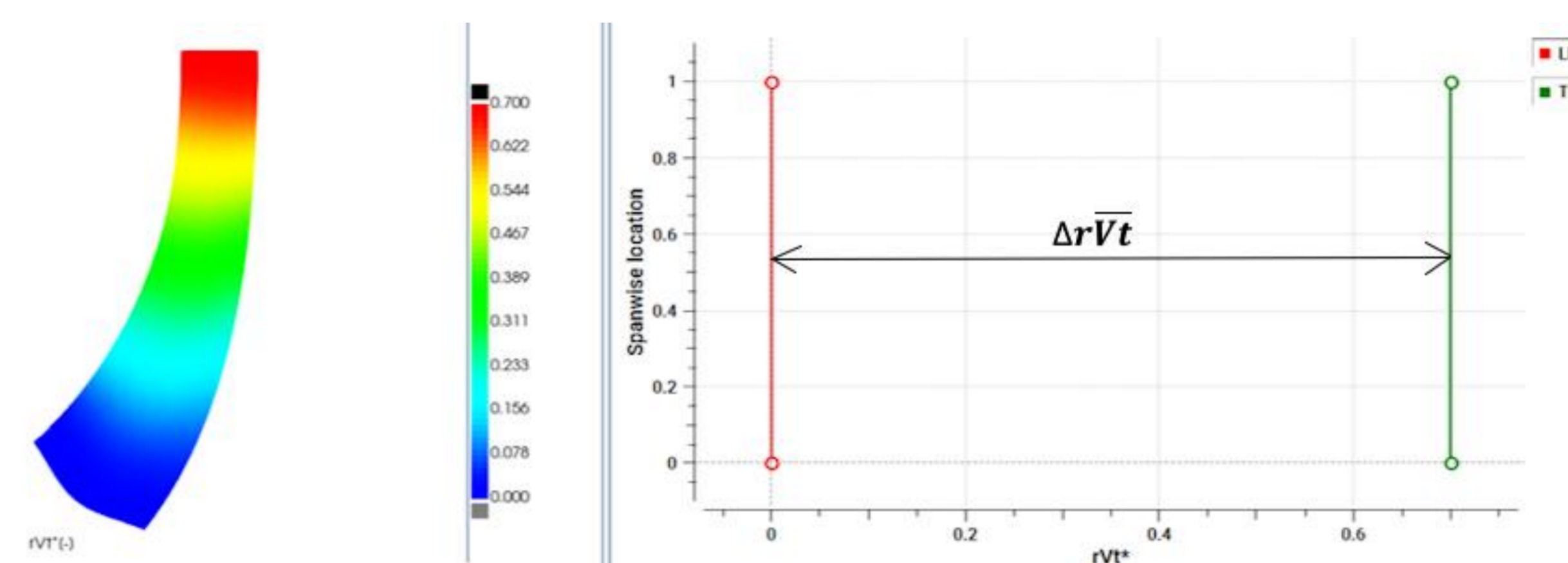
Cílem výpočtu je následně nalézt takový tvar lopatky, který zajistí dosažení těchto předepsaných parametrů.



ROZLOŽENÍ PRÁCE PO VÝŠCE LOPATKY

- Ve výpočtovém softwaru *TURBODesign1* konstruktér předepisuje distribuci veličiny $r\vec{V}_t$, která představuje obvodový moment hybnosti kapaliny.
- Podle Eulerovy rovnice turbostrojů je celkový výkon stroje přímo úměrný právě změně tohoto momentu hybnosti mezi vstupem a výstupem z kanálu.

$$P = \omega T = \omega \dot{m}(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) = \omega \cdot \dot{m} \cdot \Delta r \vec{V}_t$$

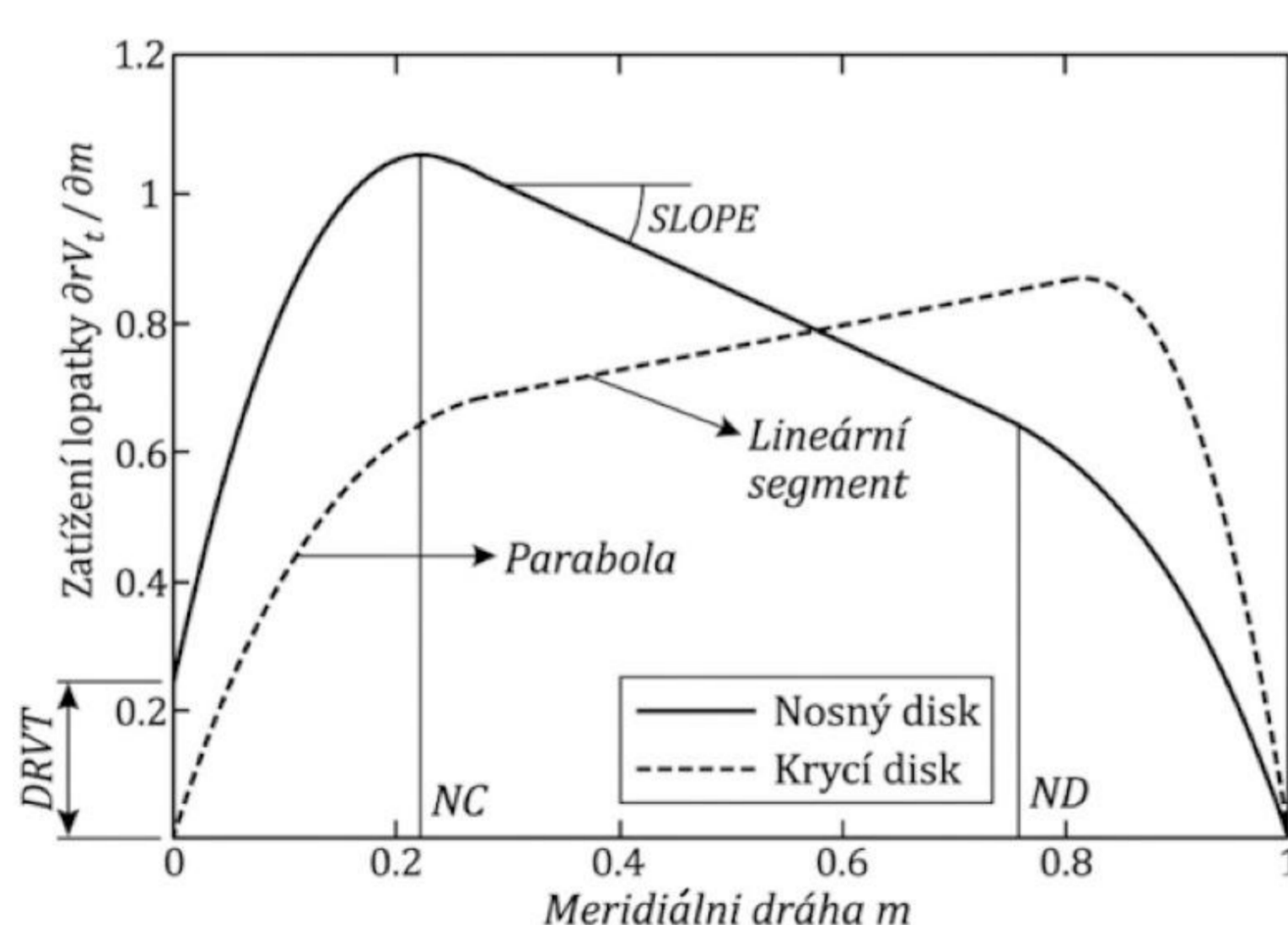


- Ze znalosti hmotnostního průtoku a úhlové rychlosti lze z rozdílu $\Delta r \vec{V}_t$ určit výsledný výkon stroje, který se u čerpadel přímo transformuje v požadovanou dopravní výšku.

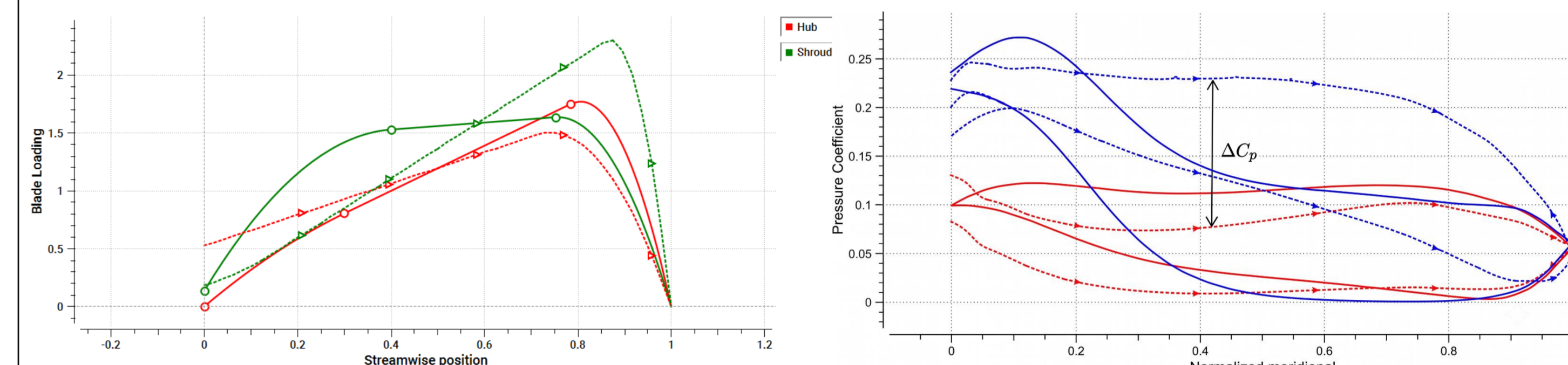
ZATÍŽENÍ LOPATKY $\frac{\partial(r\vec{V}_t)}{\partial m}$

- Definice tohoto parametru umožňuje konstruktérovi přesně řídit, ve které části lopatky a v jaké míře dochází k předávání energie.
- Jelikož je zatížení lopatky přímo úměrné rozdílu tlaků mezi její sací a tlakovou stranou, lze úpravou zátěžové křivky cíleně manipulovat s celým 3D tlakovým polem uvnitř mezilopatkového kanálu.

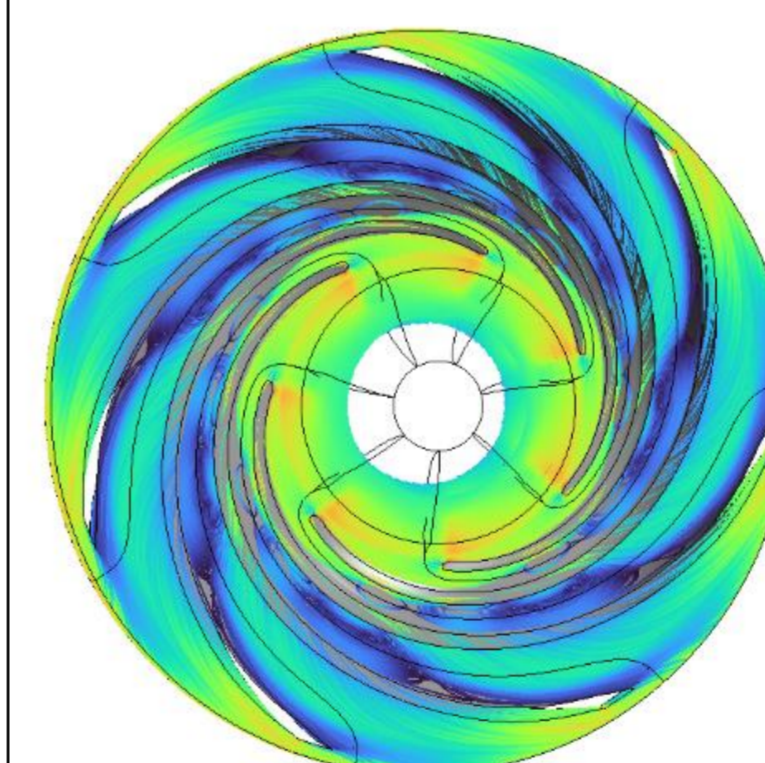
$$p^+ - p^- = \frac{2\pi}{B} \rho W_m \frac{\partial(r\vec{V}_t)}{\partial m}$$



POTLAČENÍ SEKUNDÁRNÍCH PROUDĚNÍ POMOCÍ INVERZNÍ METODY

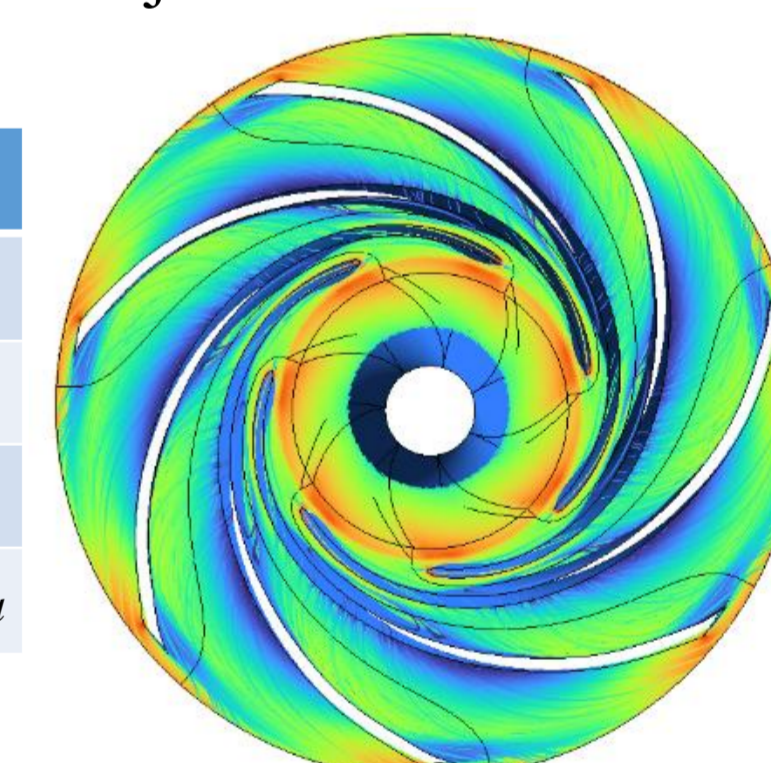


- Úpravou křivky zatížení se podařilo zredukovat tlakové gradienty ΔC_p napříč mezilopatkovým kanálem testovaného oběžného kola odstředivého čerpadla, což mělo za následek výrazné potlačení sekundárních proudění.
- Tyto cílené zásahy minimalizovaly odtržení proudu v druhé polovině kanálu, což potvrdily i CFD simulace. To vedlo k celkovému zlepšení hydrodynamických charakteristik stroje.



Původní oběžné kolo

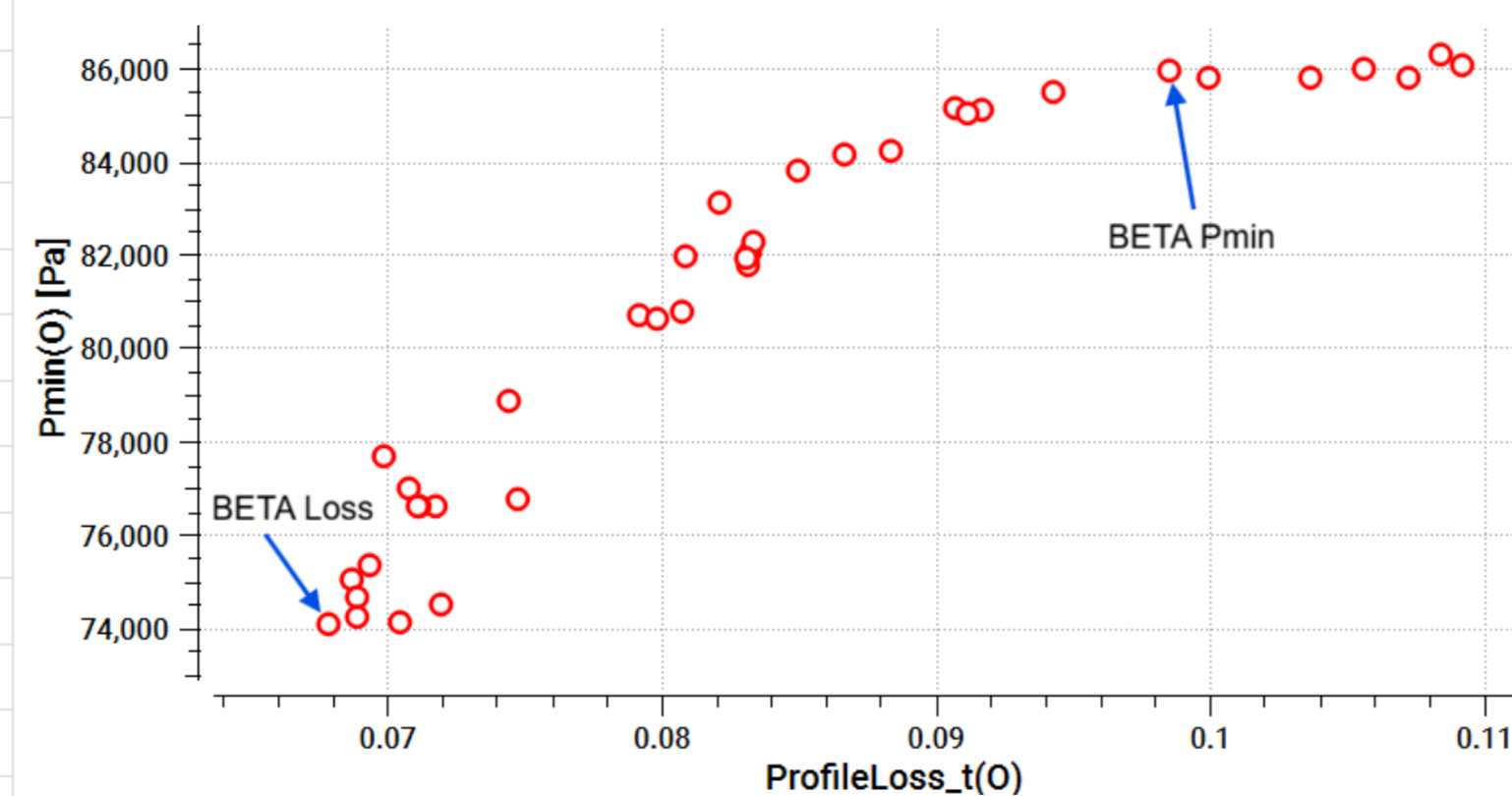
	Původní	Upravené	Rozdíl
Dopravní výška, [m]	63,289	67,1346	+ 5,72 %
Účinnost, [%]	93,9	96,3701	+ 2,56 %
Výkon, [W]	1 309,8	1 354,92	+ 3,33 %
Pmin, [Pa]	-86 244,2	-2689,54	+ 83 554,66 Pa



Upravené oběžné kolo

OPTIMALIZACE

Name	Lower bound	Value	Upper bound	Units
1 NC Shroud	0.05	0.222347	0.468601	-
2 NC Hub	0.05	0.274069	0.54138	-
3 ND Hub	0.700095	0.80869	0.95	-
4 ND Shroud	0.634263	0.795448	0.95	-
5 LE Loading Hub	0	0.254146	0.987045	-
6 LE Loading Shroud	0	0.138205	1.601926	-
7 Slope Hub	1.325899	1.850899	2.741524	-
8 Slope Shroud	0.804566	0.0391836	1.257934	-
9 M4_SECTION_WIDTHS_[3]	11	14	15	mm
10 M4_REF_XPOINTS_[3]	50	56	60	mm
11 M4_SECTION_WIDTHS_[0]	22	27	30	mm
12 Wrap angle[Hub]	-17.5	0	17.5	degrees
13 Wrap angle[Shroud]	-17.5	0	17.5	degrees

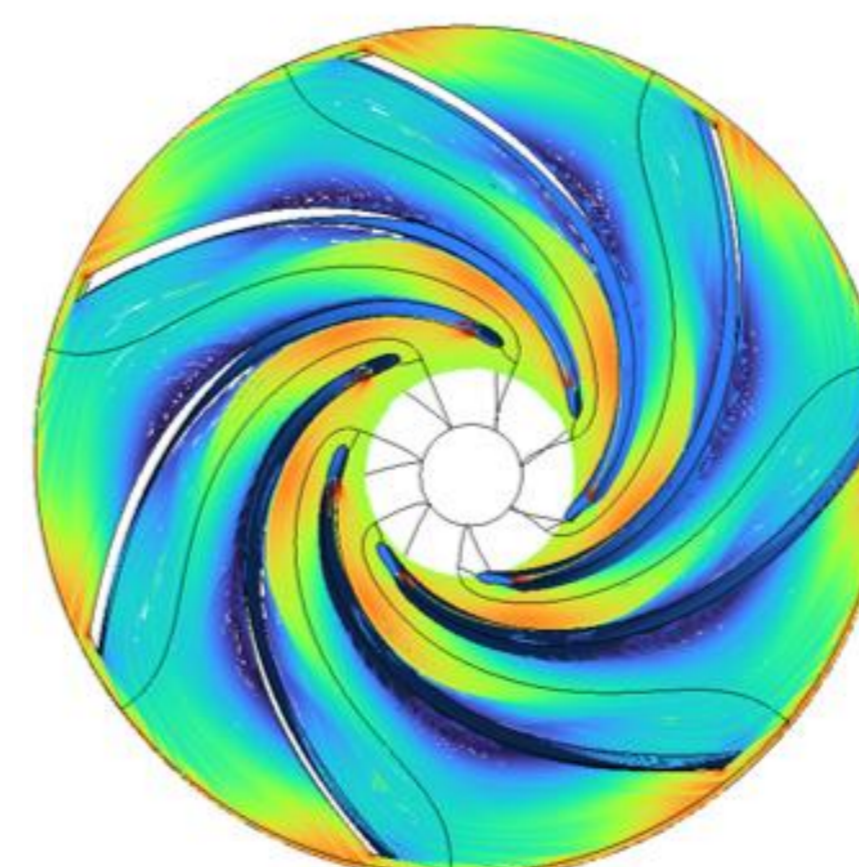


- Pro optimalizaci bylo definováno 13 vstupních parametrů. Mezi ně patřilo osm parametrů zátěžové funkce lopatky, zatímco zbývající parametry řídily změnu geometrie meridiálního kanálu a samotné lopatky.
- Jako cílové funkce optimalizace byly definovány dva klíčové požadavky: minimalizace parametru $ProfileLoss_t$, který vyjadřuje ztráty třením v kanálu, a maximalizace parametru $Pmin$, představujícího hodnotu minimálního statického tlaku.

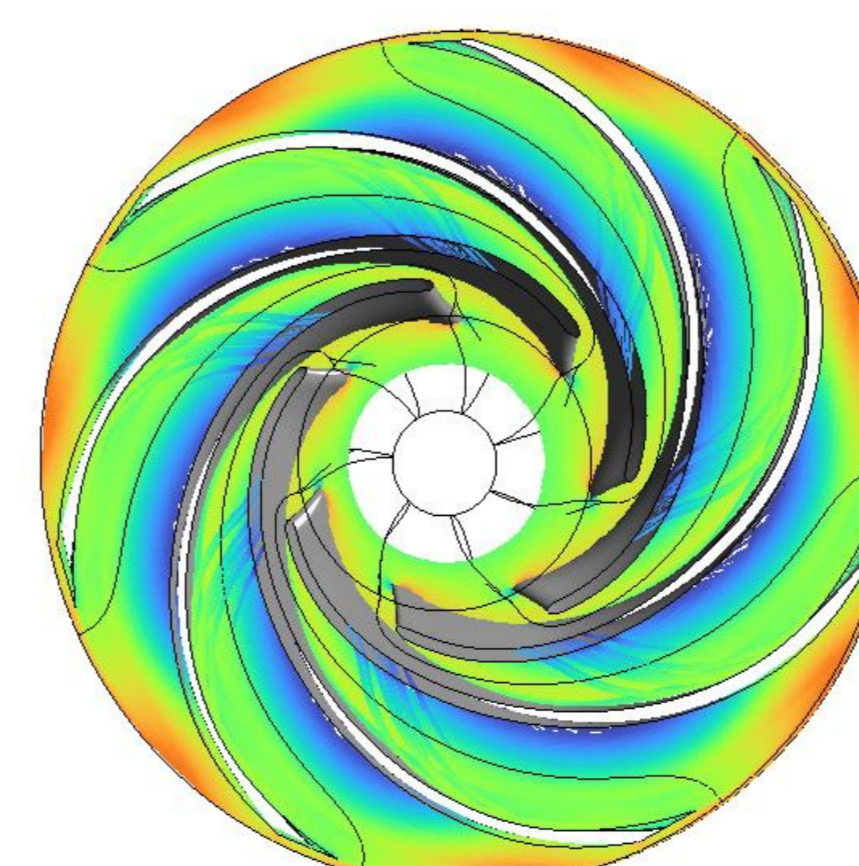
Z Paretoovy fronty, obsahující 45 kandidátních řešení, byly vybrány a pomocí CFD simulací otevřeny dvě varianty.

- První kandidát (*BETA Loss*) vykazoval absolutně nejnižší profilové ztráty.
- Druhý kandidát (*BETA Pmin*) představoval kompromis mezi parametrem ztrát a hodnotou minimálního statického tlaku.

VÝSLEDKY OPTIMALIZACE



BETA 12



BETA Pmin

	BETA 12	BETA Loss	BETA Pmin
Dopravní výška, [m]	67,838	62,369	62,274
Účinnost, [%]	95,981	97,667	97,493
Výkon, [W]	1 373,63	1 242,05	1 242,2
Pmin, [Pa]	-13 525,4	-38 693,7	-17 760,3

- Na základě výsledků CFD simulací byl jako optimální zvolen návrh *BETA Pmin*. Lze konstatovat, že tento konkrétní návrh může být reálně uplatněn v čerpacích systémech, u kterých mírný pokles dopravní výšky není považován za kritický nedostatek a kde je naopak hlavní důraz kladen na maximalizaci energetické účinnosti provozu
- Využití inverzní metody pro návrh a optimalizaci oběžných kol lze hodnotit velmi pozitivně. Jejimi největšími přednostmi jsou vysoká efektivita spojená s velmi nízkou výpočetní náročností a celkově intuitivní a přímočarý postup, který konstruktérovi dává plnou kontrolu nad návrhem.